



БИБЛИОТЕКА
КОНСТРУКТОРА

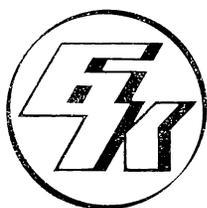
Л. Н. РЕШЕТОВ

САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИЕСЯ
МЕХАНИЗМЫ

САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИЕСЯ МЕХАНИЗМЫ



СПРАВОЧНИК



БИБЛИОТЕКА КОНСТРУКТОРА

Л. Н. РЕШЕТОВ

САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИЕСЯ МЕХАНИЗМЫ

СПРАВОЧНИК



МОСКВА · МАШИНОСТРОЕНИЕ · 1979

ББК 34.44

Р47

УДК 621.83 (031) (02)

Рецензент **Н. И. Левитский**

Решетов Л. Н.

Р47 Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. — М.: Машиностроение, 1979, 334 с., ил. — (Б-ка конструктора).

В пер.: 1 р. 60 к.

В справочнике рассмотрены самоустанавливающиеся механизмы (механизмы без избыточных связей), приведены структурные схемы шарнирно-рычажных, зубчатых, кулачковых и других механизмов и изложены основы их конструирования. Такие механизмы позволяют расширить допуски на изготовление, удешевить производство и повысить надежность.

Дан анализ неправильных конструкций механизмов, описаны способы их исправления, указано, какие кинематические пары следует применять в конкретных механизмах.

Справочник предназначен для конструкторов машиностроительных заводов и научно-исследовательских организаций.

Р $\frac{31302-012}{038(01)-79}$ 12-79 2702000000

ББК 34.44
6П5.3

© Издательство «Машиностроение», 1979 г.

Предисловие	6
1. Избыточные связи и подвижности в механизмах	8
1.1. Общие сведения .	8
1.2. Проверка механизмов на избыточные связи	11
1.3. Определение классов кинематических пар без учета влияния зазоров на их подвижность	15
1.4. Определение классов кинематических пар с учетом влияния зазоров на их подвижность	22
1.5. Выявление особо вредных избыточных связей по плоской или сферической схеме механизма	24
1.6. Структурная формула для зубчатых механизмов	27
1.7. Кинематические соединения с гидравлическими и электрическими связями	28
1.8. Применение кинематических соединений в рациональных механизмах	29
1.9. Кинематические соединения в электровозах	32
1.10. Возможные ошибки при выборе структурных схем механизмов	35
1.11. Новый метод определения избыточных связей и подвижностей механизмов	38
1.12. Влияние трения на самоустанавливаемость звеньев механизмов	44
1.13. Сопротивление самоустанавливаемости цилиндрической пары	45
1.14. Сопротивление самоустанавливаемости плоскостной пары	46
1.15. Сопротивление самоустанавливаемости шаровой пары	48
1.16. Сопротивление самоустанавливаемости подшипников качения	50
1.17. Выводы и рекомендации	53
2. Плоские механизмы с низшими парами	55
2.1. Рациональные схемы неподвижных соединений	55
2.2. Соединение тягового двигателя с одноmotorной тележкой .	63
2.3. Опоры для вращательного движения	64
2.4. Направляющие для прямолинейного движения	70
2.5. Клиновые механизмы .	75
2.6. Винтовые механизмы .	76
2.7. Кривошипно-ползунный механизм	80
2.8. Кривошипно-коромысловый механизм	90
2.9. Механизм параллельного кривошипа	92
2.10. Кулисные механизмы	95
2.11. Трех- и четырехповодковые механизмы	99
2.12. Центробежные регуляторы	104
2.13. Клапаны и задвижки	109
2.14. Выводы и рекомендации	112

3. Пространственные механизмы с низшими парами (шарнирные)	114
3.1. Многоповодковые группы	114
3.2. Механизмы гидропривода	121
3.3. Механизмы вертолетов	125
3.4. Механизмы гирационных дробилок	129
3.5. Шарнирные карданы	132
3.6. Карданы с высшими парами	138
3.7. Гибкие карданы	141
3.8. Необычный двойной карданный шарнир	142
3.9. Локомотивные механизмы	145
3.10. Главные механизмы токоприемников	150
3.11. Токоприемник, имеющий две подвижности	156
3.12. Механизмы подъемных пружин	159
3.13. Поперечная жесткость токоприемника с двумя рычагами на главном валу	165
3.14. Поперечная жесткость токоприемника с одним рычагом на главном валу	174
3.15. Выводы и рекомендации	177
4. Механизмы с высшими парами	178
4.1. Кулачковые механизмы	178
4.2. Силовые контакты электрических аппаратов	181
4.3. Контактные устройства цепи управления (слаботочные)	182
4.4. Рядовые зубчатые передачи	183
4.5. Механизмы с одним промежуточным колесом	189
4.6. Механизмы с двумя промежуточными колесами	200
4.7. Передачи грузоподъемных машин	203
4.8. Классификация тяговых приводов	207
4.9. Рациональные схемы тяговых редукторов	208
4.10. Скоростной тяговый привод	213
4.11. Механизмы с коническими колесами	214
4.12. Цилиндро-конический редуктор	216
4.13. Механизмы фрикционных вариаторов	219
4.14. Автомобильная коробка передач	221
4.15. Многоступенчатые коробки со ступенями возврата	222
4.16. Эффект самоустанавливаемости в тяговых передачах	224
4.17. Выводы и рекомендации	226
5. Планетарные механизмы	228
5.1. Подвижности в однорядных механизмах	228
5.2. Трение в соединительных механизмах	234
5.3. Схемы однорядных планетарных механизмов	242
5.4. Допуски в однорядных механизмах	248
5.5. Многорядный одноступенчатый редуктор с прямыми зубьями	251
5.6. Многосателлитные механизмы	251
5.7. Однорядный планетарный механизм с шестью самоустанавливающимися сателлитами	255
5.8. Плюсовые планетарные передачи для больших передаточных чисел	257
5.9. Плоский планетарный механизм с самоустанавливающимся сателлитом	258
5.10. Механизм со свободным водилом	259
5.11. Многократные и замкнутые планетарные механизмы	262
5.12. Редукторы электромотор-колес	267

5.13. Волновые передачи .	272
5.14. Выводы и рекомендации	277
6. Транспортные механизмы	278
6.1. Привод канатного барабана	278
6.2. Блоки	279
6.3. Грейферы	280
6.4. Крановые тележки .	282
6.5. Перегрузочные мосты и передвижные конвейеры .	283
6.6. Мостовые краны	284
6.7. Ходовая часть строительных кранов .	286
6.8. Краны со складывающейся стрелой (портальные)	289
6.9. Подъемники (лифты)	293
6.10. Роликовые опоры вращающихся печей и транспортных барабанов .	296
6.11. Мосты	303
6.12. Колодочные тормоза	310
6.13. Тележки железнодорожного подвижного состава	313
6.14. Выводы и рекомендации	320
Список литературы	321
Предметный указатель	324

Статически определимые механизмы известны давно, но до сих пор ни в одном курсе по теории механизмов и машин не отражены их достоинства. Такие механизмы позволяют расширить допуски на изготовление, уменьшить трудоемкость, удешевить производство и повысить надежность машин. В отдельных случаях упрощается конструкция механизмов и увеличивается их прочность. Работа статически определимых механизмов не нарушается при изменении размеров звеньев. Они обладают повышенной нагрузочной способностью и малым трением.

Впервые статически определимые механизмы были применены в новой автоматизированной аудитории в МВТУ в 1934 г.

В 1951 г. автор пришел к выводу, что за немногими исключениями следует применять только механизмы без избыточных связей. Исключения были вызваны тем, что не были найдены нужные структурные схемы. В настоящее время для большинства «исключений» такие схемы найдены. Поэтому во всех случаях их надо искать. Принцип статической определимости позволяет научно обоснованно решить, какие и где надо применять кинематические пары в механизме, т. е. раздел структуры в теории механизмов поднять на уровень науки.

После издания книги «Конструирование рациональных механизмов» начали широко применять в конструкциях машин статически определимые механизмы. Д. И. Шаткус в Таганрогском ГСКБ зерновых комбайнов использовал самоустанавливающиеся сателлиты в редукторах комбайнов «Колос» и получил четырехкратное увеличение долговечности. Е. Л. Фельдман применил самоустанавливающиеся паразитные колеса в редукторе роторного экскаватора, рассчитанного на момент 17 тс·м при модуле всего 8. Локомотивное управление Министерства путей сообщения СССР решило применять самоустанавливающиеся паразитные колеса на всех одномоторных тележках локомотивов. Г. П. Попов и В. А. Иванов в Днепропетровске стали применять статически определимые мостовые краны, которые дали увеличение долговечности ходовых колес с 1–2 месяцев до нескольких лет. Выгоды от применения статически определимых механизмов особенно велики в сельскохозяйственных машинах, в которых из-за больших размеров и деформаций невозможно обеспечить точность. Это в свое время отмечал акад. В. А. Желиговский [13].

Автором совместно с В. В. Соломиным предложен статически определимый электровозный пантограф. Опытная партия их по проекту студенческого конструкторского бюро МВТУ изготовлена и успешно работает на электровозах ЧС-2. Как и следовало ожидать, трение уменьшилось в 3 раза и перестало зависеть от отклонений размеров. Значительно упростился и ремонт.

Необходимость применять в токоприемниках статически определимые механизмы признал в своей книге И. А. Беляев.

Наконец, Методическая комиссия Министерства высшего образования СССР по теории механизмов и машин включила статически определимые механизмы

в программу курса ТММ. Это накладывает на автора книги особую ответственность.

Механизмы без избыточных связей автор раньше называл рациональными. Учитывая, что этот термин не отражает существа избыточных связей, пришлось перейти на более правильное понятие «самоустанавливающиеся механизмы».

Чтобы внедрить механизмы без избыточных связей, необходимо разработать структурные схемы для основных видов механизмов. Такие схемы составляют основное содержание книги. Поэтому книга является справочником по этим механизмам. Читателям, которые пожелают самостоятельно создавать механизмы без избыточных связей, в трудных случаях автор готов оказать необходимую помощь. В разд. 1.10. указаны возможные ошибки, возникающие при создании таких механизмов.

Работу по созданию самоустанавливающихся механизмов автор намерен продолжать. Поэтому о всех случаях нового применения таких механизмов он просит сообщить ему через издательство «Машиностроение».

Разд. 1.12–1.16 написаны канд. техн. наук Н. Е. Шамайденко; разд. 4.13 – автором совместно с Я. Я. Гайпелем; разд. 5.4 – автором совместно с канд. техн. наук Л. Л. Русак; все остальные главы – Л. Н. Решетовым.

1. ИЗБЫТОЧНЫЕ СВЯЗИ И ПОДВИЖНОСТИ В МЕХАНИЗМАХ

1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При массовом производстве машин, особенно в такой отрасли машиностроения, как автотракторная, технология их сборки очень проста. Она сводится к складыванию и свинчиванию деталей и не требует ручной пригонки. В случае индивидуального производства крупных машин, несмотря на многопроходную обработку, точность деталей часто недостаточна. Поэтому во время сборки приходится применять очень трудоемкую ручную пригонку, плохо поддающуюся механизации. Процесс сборки крупной машины становится очень продолжительным вследствие невозможности одновременной работы нескольких бригад (иначе они будут мешать одна другой). В частности, совместной работе препятствует необходимость проворачивания главного вала, что требуется разным бригадам в разное время (и на разные углы) [10].

Особенно трудно выполнить точно размеры звеньев, так как последние часто состоят из нескольких деталей и при их соединении допуски могут складываться. Поэтому важно выбирать схему механизма так, чтобы требования к точности звеньев были невелики. Этому удовлетворяют механизмы, статически определимые, т. е. без избыточных¹ (пассивных) связей, звенья которых самоустанавливаются.

Избыточными (пассивными) связями называются такие связи, устранение которых не увеличивает подвижности механизма.

Размеры звеньев могут изменяться и во время эксплуатации вследствие просадки фундамента, износа и регулировки зазора кинематических пар, упругих деформаций (например, прогибов валов), расширения от нагрева, а также ошибки при ремонте и сборке (например, если перепутали вкладыши подшипников). На статически определимый механизм изменение размеров звеньев не влияет. Следовательно, статически определимые механизмы дают не только снижение трудоемкости, но и одновременно повышают надежность.

Избыточные связи в механизме вредны, так как они увеличивают трудоемкость изготовления и эксплуатации механизмов и снижают их надежность.

В кинематической паре избыточные связи безвредны, так как эту пару обычно легко сделать с достаточной точностью. Примерами таких пар служат шлицевое соединение, изготавливаемое протягиванием отверстия и фрезерованием валика червячной фрезой; зубчатые колеса с коэффициентом перекрытия > 1 (при современных методах изготовления профиля зуба можно обеспечить возможность одновременной работы двух пар зубьев, а большой коэффициент перекрытия улучшает работу зубчатых колес), а также подшипник качения.

Работу кинематических пар можно улучшать другими способами. Так, в четырехтактных двигателях в головках шатуна нельзя допускать больших зазоров во избежание

¹ Здесь будем придерживаться термина «избыточные связи» (предложил Н. И. Колчин), который лучше всего отражает их сущность.

стука, а в двухтактных дизелях, где силы в головках не меняют знака, зазоры на стук не влияют и потому они могут быть значительно большими. К сожалению, этим хорошим свойством двухтактных дизелей не обладают двухтактные карбюраторные двигатели из-за дроссельного регулирования.

Точность зубчатых колес, динамические нагрузки и шум зависят от окружной скорости. В некоторых схемах планетарных механизмов она очень велика. Правильным выбором схемы ее можно значительно снизить, что очень важно для быстроходных механизмов.

При последовательном соединении зубчатой и червячной передач необходимо быстроходную ступень выполнять червячной, а тихоходную — зубчатой, а не наоборот. При этом получается малая окружная скорость зубчатой передачи и ее можно выполнять с меньшей точностью.

Применяемые в фермах статически определяемые и неопределяемые системы хорошо изучены. Установлено, что статически определяемые системы не дают существенных выгод. Размеры стержней всегда пригоняют по месту рассверливанием (в клепаных конструкциях) и приваркой элементов (в сварных). Поэтому статически определяемая система в фермах не дает снижения требуемой точности. Работа различных стержней фермы при температурах, различающихся на сотни градусов, практически не встречается. С развитием сварных конструкций выгоды статически неопределяемой системы увеличиваются. При большом числе заклепок одна выпавшая незначительно снижает несущую способность фермы, а отвалившийся сварной шов уменьшает несущую способность фермы гораздо больше. Особенно сильно это сказывается в статически определяемой ферме, где несущая способность может сократиться больше чем вдвое, что приведет к катастрофе.

Все вышесказанное относилось к внутренней статической неопределимости фермы. Кроме нее существует также и внешняя статическая неопределимость, например в многоопорной ферме. Такая ферма чувствительна к различным просадкам фундаментов опор. Чтобы избежать этого, в мостостроении применяют статически определяемые схемы Гербера и Вичерта.

Достоинства механизмов, где выгоды от применения систем без избыточных связей очень велики, в курсах по теории механизмов и машин вообще не рассматриваются.

Иногда механизмы без избыточных связей создавали конструкторы, не знакомые с теорией структуры механизмов; и часто они устраняли не все избыточные связи.

Рассмотрим достоинства механизмов без избыточных связей на двух упрощенных примерах. В обычном кривошипно-ползунном механизме длины звеньев могут отличаться от номинальных на несколько миллиметров. Это практически используют для регулировки расстояния между поршнем и крышкой путем установки прокладки между телом и головкой шатуна. Если же взять сдвоенный механизм (два шатуна соединены с общим ползуном), то допуски на длины звеньев измеряют не миллиметрами, а микронами. С большой точностью приходится также выдерживать условие параллельности кривошипов.

В качестве второго примера возьмем вал, опертый на два подшипника (рис. 1.1, а). Если подшипники выполнить, как показано на этом рисунке, то их можно установить с очень широкими допусками (несколько миллиметров). Когда же вал оперт на три подшипника (рис. 1.1, б), то независимо от их выполнения потребная точность установки измеряется уже микронами.

Допуски на размеры звеньев зависят от того, является ли механизм статически определяемой системой или нет. Если механизм статически определяемый, то размеры звеньев почти не влияют на передаваемые силы и потому допуски на размеры могут быть очень большими. К этому необходимо стремиться. Если же механизм статически неопределяемый, то передаваемые силы зависят от деформаций звеньев. Так как эти деформации очень малы (при напряжении материала 200 кгс/см^2 ,

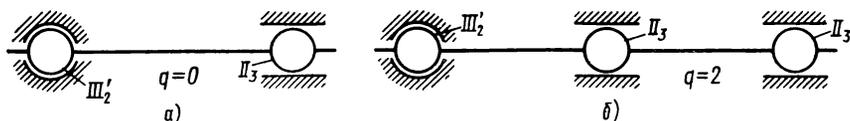


Рис. 1.1. Схема опор ва:
а — правильная; б — неправи:

что близко к действительному, учитывая продольный изгиб, деформация для стали с $E = 2 \cdot 10^6$ получается 0,1 мм на каждый метр), то и размеры звеньев необходимо выполнять с большой точностью. Иначе звенья, предназначенные для совместной работы, могут начать работать навстречу друг другу и передавать очень большие силы (иногда даже сборка механизма будет невозможной). Трение в этом случае сильно возрастает, а КПД уменьшается. Поэтому статически неопределимые механизмы применять нежелательно.

Следовательно, можно сказать, что для надежной работы механизма с широкими допусками на размеры звеньев в нем не должно быть избыточных связей. Исключение может быть сделано только в том случае, если в звеньях имеются пружины или если звенья работают на изгиб с большими деформациями.

Вред избыточных связей в паровых котлах хорошо известен. Особенно печальную славу имеет паровозный котел Г Стефенсона. Прямые дымогарные и жаровые трубы, завальцованные в две жесткие трубные решетки, представляют систему многократно статически неопределимую. Так как их тепловой режим, а, следовательно, и тепловое расширение, не может быть одинаковым, в трубах возникают большие напряжения, которые приводят к течи в местах завальцовки. Подобное явление встречалось и в стационарных вертикально-водотрубных котлах Гарбе.

Поэтому в настоящее время вместо прямых труб в котлах применяются изогнутые, гибкость которых устраняет напряжения, вызывающие течь. Конечно, нельзя допускать, чтобы даже некоторые трубы оставались прямыми.

По той же причине сняты с производства водотрубные котлы В. Г. Шухова с прямыми трубами, строившиеся в течение многих лет в огромных количествах и сделавшие переворот в котельной технике благодаря многим своим достоинствам.

Первые конструкции машин имели большое число избыточных связей. В то время не считались с затратами труда и времени на их изготовление и сборку. Потом постепенно начали внедрять механизмы без избыточных связей (подшипники Селлера, самоустанавливающиеся подшипники качения, цилиндрические ползуны и т. д.). Много избыточных связей было в паровозах. Но тенденция к их сокращению проявилась давно (шарнирные связи Тета в котлах, буквы системы Цара, жаровые вкладыши системы Хаганса, примененные выдающимся конструктором А. Ю. Малоховским в паровозе серии С). Однако до сих пор во многих машинах и механизмах без всякой надобности остались избыточные связи, что усложняет и удорожает изготовление и эксплуатацию.

Особенно важно конструировать без избыточных связей те механизмы, часть звеньев которых работает в условиях высоких температур (например, механизмы регулирования паровых и газовых турбин), так как это повышает надежность их работы и уменьшает трение.

Число избыточных связей для многих механизмов равно числу размеров, требующих точного выполнения. Иногда это число значительно больше числа избыточных связей. Поэтому важно наличие избыточных связей в механизме, а не их количество.

Примеры, приведенные для демонстрации вреда избыточных связей, позволяют сформулировать два основных правила конструирования самоустанавливающихся механизмов:

каждый вал следует опирать на два, а не на большее число подшипников; недопустимо применять сдвоенные механизмы, т. е. при одинаковых начальных и конечных звеньях нельзя устанавливать между ними два передаточных механизма (исключение можно делать только при наличии уравнильного устройства).

1.2. ПРОВЕРКА МЕХАНИЗМОВ НА ИЗБЫТОЧНЫЕ СВЯЗИ

Выше было установлено, что линейные и угловые отклонения в размерах звеньев не влияют на работу механизма без избыточных связей. Отсюда вытекает общее правило проектирования схем рациональных механизмов: рациональный механизм должен собираться без натягов, даже если в размерах звеньев имеются отклонения от номинала (линейные и угловые). Иначе, при изменении линейных и угловых размеров звеньев в рациональном механизме не должно получаться натягов (имеется в виду изменение размеров только звеньев, а не кинематических пар).

Это правило можно применить и так. Разрежем одно из звеньев. Кинематика рационального механизма должна обеспечить возможность соединения его вновь без натяга сближением половинок звена по трем направлениям и путем относительного поворота их вокруг трех осей координат без деформаций звеньев.

При способе, предложенном С. А. Поповым, необходимо исследовать процесс сборки механизма. Нужно рассмотреть кинематическую пару в контуре, которая собирается последней, и проследить за линейным сближением звеньев по трем осям координат и угловым поворотом вокруг трех осей координат. В число этих движений не включаются относительные движения звеньев, которые дает подвижность самой пары, но они рассматриваются при определении подвижности, оставшейся в механизме.

Если некоторые перемещения при сближении достигаются двумя путями, т. е. движением обоих сближающихся звеньев, то в механизме вследствие этого будет подвижность. Если некоторые перемещения при сближении не достигаются подвижностями кинематических пар, а получаются только вследствие деформаций звеньев, это укажет на наличие избыточных связей.

Рассмотрим это на примере кривошипно-коромыслового механизма $OABC$ с двумя вращательными парами O и C и двумя шаровыми A и B (рис. 1.2). Последняя пара, собираемая в контуре, будет B .

Рассмотрим сближения звеньев при сборке:

по оси x — поворотом кривошипа AO и коромысла BC ; остается подвижность — основная в механизме,

по оси y — поворотом шатуна AB вокруг шаровой пары A ;

по оси z — поворотом шатуна AB вокруг шаровой пары A ;

вокруг оси x — поворотом шатуна AB вокруг шаровой пары A . Если учесть угловую подвижность самой пары B , остается местная подвижность — вращение шатуна вокруг оси AB ;

вокруг оси y — достигается подвижностью самой пары B ;

вокруг оси z — достигается подвижностью самой пары B .

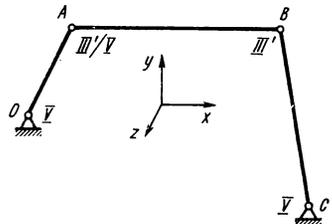


Рис. 1.2. Схема четырехшарнирного механизма для выявления натягов при сборке

Для сравнения рассмотрим также аналогичный механизм, но у которого одна из сферических пар A заменена вращательной.

Сближение звеньев при сборке:

по оси x — поворотом кривошипа AO и коромысла BC ; остается подвижность — основная в механизме;

по оси y — поворотом шатуна AB вокруг пары A ;

по оси z — вследствие натяга и деформации звеньев.

Вокруг осей x , y и подвижностей не требуется, так как они достигаются подвижностями самой пары.

Из вышеизложенного следует, что в качестве последней пары лучше брать пару с наименьшим числом условий связи, так как тогда придется рассматривать меньше видов сближения звеньев при сборке. Вариантом определения избыточных связей по натягам при сборке является метод подсчета угловых подвижностей, целесообразный для зубчатых механизмов.

В зубчатом зацеплении с цилиндрическими зубьями для обеспечения линейчатого контакта с равномерной нагрузкой по длине зуба путем самоустанавливаемости необходима одна угловая подвижность на каждое зацепление.

Если число угловых подвижностей в механизме меньше числа зацеплений, то будут избыточные связи, нарушающие равномерное распределение нагрузки по длине зуба. Подробнее об этом см. в гл. 4. Еще один способ решения той же задачи предложил А. Ф. Попов [29].

Кроме того, проверить механизм на наличие в нем избыточных связей можно путем подсчета их по структурным формулам. Известно, что авторы структурных формул предназначали последние для определения подвижности механизма, считая известным число учитываемых избыточных связей. Подвижностью механизма называют число независимых параметров, которые необходимо задать для определенности движения. Практически, однако, подвижность механизма легко установить при внешнем осмотре механизма (получается проще и надежнее, чем по структурной формуле). Таким путем целесообразнее определять подвижность, подставляя ее значение в структурную формулу и находя из последней число избыточных связей. Ошибки при определении подвижности легко обнаружить по нелепому числу избыточных связей (например, отрицательному).

Может быть общая и местная (пассивная) подвижность механизма. Местной условимся называть такую, которая не влияет на подвижность механизма в целом. Местную подвижность имеют ролики (вследствие возможного проскальзывания), блоки, шкивы, плавающие втулки и пальцы, шатуны и цилиндрические ползуны с шаровыми головками, а также кольца подшипников качения, если они на подвижной посадке (при рассмотрении подшипника). Шарик в желобе, кроме проскальзывания, имеет три местные подвижности — вращения вокруг трех осей координат. Звенья с местной подвижностью (плавающие пальцы и втулки, плоские толкатели в кулачковых механизмах) иногда применяют для обеспечения равномерного износа кинематических пар.

Местную подвижность могут иметь и группы звеньев. В большинстве случаев такая подвижность недопустима. Этот вопрос рассмотрим ниже.

Для вывода структурной формулы воспользуемся классами кинематических пар, т. е. числом связей, обусловленных данной парой. Связями в кинематической паре называют ограниченные относительные перемещения по заданной оси координат и ограниченные угловые перемещения вокруг этой оси.

Ограниченное линейное перемещение вызывает необходимость передачи силы в кинематической паре между звеньями, а ограниченное угловое перемещение — момента между звеньями этой пары. Поэтому понятия «условия связи» в структуре соответствуют понятия «передаваемые силы» или «передаваемые моменты» в динамике. На эти силы или моменты следует рассчитывать кинематическую пару. Только

при условии, когда пара выдерживает эту силу или момент, можно сказать, что связь действительно наложена.

Если число подвижных звеньев равно n , то они имеют $6n$ степеней свободы (каждое звено — три перемещения по трем осям координат и три вращения). Для определения подвижности механизма из них надо вычесть связи, накладываемые кинематическими парами.

Число p_i кинематических пар i -го класса накладывает ip_i условий связи, а все кинематические пары $\sum_{i=1}^{i=5} ip_i$ условий связи. Однако вычитать следует не все связи, так как избыточные связи (их число обозначим через q) дублируют другие связи, не уменьшая подвижности механизма, а только обращая его в статически неопределимую систему. Поэтому подвижность механизма

$$w = 6n - \left(\sum_{i=1}^{i=5} ip_i - q \right).$$

Эта формула (в несколько ином виде) предложена А. П. Малышевым.

Отсюда $q = w - 6n + \sum_{i=1} ip_i$ или в развернутом виде

$$q = w - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I. \quad (1.1)$$

Формулу А. П. Малышева можно также вывести из выражений для определения как внешних, так и внутренних (в кинематических парах) нагрузок в механизме.

В статически определенном механизме уравнений равновесия звеньев хватает для определения этих нагрузок. В механизме с избыточными связями их приходится дополнять уравнениями деформаций. Количество таких уравнений и будет равно числу избыточных связей.

Число внешних нагрузок — сил или моментов равно $w + 1$, что легко проверить на механизмах с $w = 1, 2$ и т. д.

Одна нагрузка всегда задана, поэтому число неизвестных внешних нагрузок равно w . Каждая кинематическая пара i -го класса передает ip_i нагрузок (сил и моментов); которые и будут неизвестными, а у всех пар будет $\sum_{i=1}^{i=5} ip_i$ неизвестных.

Всего в механизме $w + \sum_{i=1}^{i=5} ip_i$ неизвестных, уравнений равновесия n звеньев будет $6n$.

Недостающих уравнений, которые восполняются уравнениями деформаций,

$$q = w + \sum_{i=1}^{i=5} ip_i - 6n, \text{ т. е. та же формула Малышева.}$$

Интересно отметить, что у звена с местной подвижностью момент внешних сил вокруг соответствующей оси должен быть равен нулю. Это равенство может служить для контроля вычислений.

Другую структурную формулу предложил О. Г. Озол [25]. Он поддерживает целесообразность устранения избыточных связей и дает сразу формулу для определения их числа, т. е.

$$q = w + 6k - f, \quad (1.2)$$

где k — число независимых контуров в механизме, отличающихся от других контуров, по крайней мере, одним звеном или одной кинематической парой; $f = p_V + 2p_{IV} + 3p_{III} + 4p_{II} + 5p_I$ — сумма подвижностей кинематических пар.

Выведем формулу О. Г. Озола методом, предложенным Е. Ю. Будькой [5].

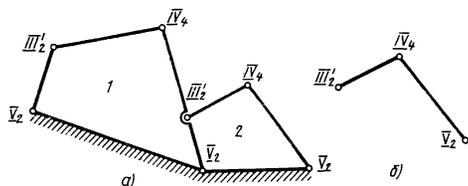


Рис. 1.3. Механизмы:

а — двухконтурный; — двухзвенная группа

Для сборки одного независимого контура необходимы три линейных подвижности и три угловых вокруг трех осей координат, а для всех контуров $6k$.

Число избыточных связей q есть разность числа необходимых подвижностей $w + 6k$ и суммы подвижностей f , имеющихся у кинематических пар: $q = w + 6k - f$, т. е. та же формула О. Г. Озола.

Чтобы вывести формулу для определения k , приравняем формулы (1.1) и (1.2) и подставим в это равенство значение f :

$$w - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I = w + 6k - (p_V + 2p_{IV} + 3p_{III} + 4p_{II} + 5p_I),$$

$$\text{или } -6n + 6(p_V + p_{IV} + p_{III} + p_{II} + p_I) = 6k, \text{ но } p_V + p_{IV} + p_{III} + p_{II} + p_I = p,$$

поэтому

$$k = p - n. \quad (1.3)$$

Это самая общая формула для определения числа независимых контуров, но она справедлива только для тех механизмов, у которых имеется стойка. Если неподвижного звена нет, то к результату, полученному по формуле (1.3), надо прибавлять единицу. Н. Е. Шамайденко [48] предложил независимым контуром считать такой, который отличается от других по крайней мере одним звеном или одной кинематической парой.

Я. Я. Гайпель [8] предложил число контуров считать как сумму контуров, стороной которых служит стойка, и контуров, замыкающихся внутри подвижных звеньев. Первая сумма равна числу звеньев, соединенных со стойкой, минус единица. Вторая сумма легко определяется при внешнем осмотре механизма.

На основании формулы (1.2) О. Г. Озолом сделаны следующие обобщения, полезные для проектирования механизмов:

разомкнутая кинематическая цепь не имеет избыточных связей;

в одноконтурном механизме с подвижностью, равной единице (подавляющее большинство случаев практики), в основном контуре многоконтурных механизмов сумма подвижностей кинематических пар равна семи (если нет избыточных связей).

Эти обобщения можно дополнить еще одним: когда к основному контуру присоединяют двухзвенную группу (рис. 1.3, б), то сумма подвижностей ее пар равна шести (при $q = 0$).

Формулы О. Г. Озола и А. П. Малышева равноценны.

Кроме формул (1.1) и (1.2) известна структурная формула П. О. Сомова $w = n + f - p - 5k + q$, которую можно записать в виде $q = w - n + p + 5k - f$.

В эту формулу входит очень много величин: и подвижности механизма, и число звеньев, и число кинематических пар, и число контуров, и подвижности кинематических пар. Поэтому пользоваться ею неудобно; она имеет только историческое значение. Если в ней заменить $p - n = k$, то получим формулу О. Г. Озола $q = w + 6k - f$.

Для проектирования механизмов без избыточных связей можно применить и метод наложения групп, предложенный Л. В. Ассуром. При этом механизм образуется из базового механизма (обычно кривошипа) и присоединяемых к нему групп нулевой подвижности. Чтобы избежать избыточных связей, необходимо, чтобы они отсутствовали как в базовом механизме, так и в присоединяемых группах.

Однако пользование методом Ассур может привести к ошибкам, которые будут рассмотрены ниже в гл. 2 разд. 11.

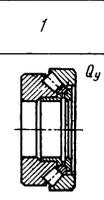
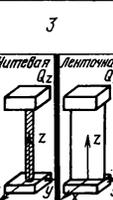
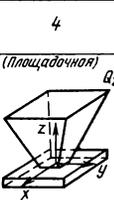
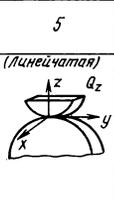
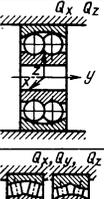
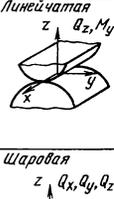
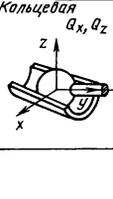
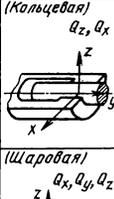
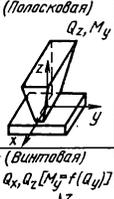
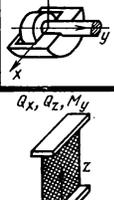
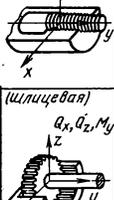
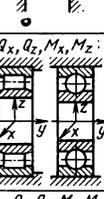
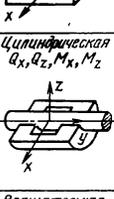
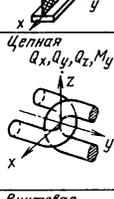
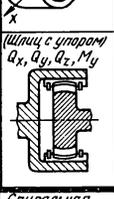
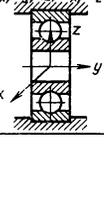
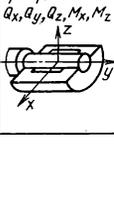
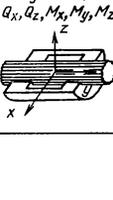
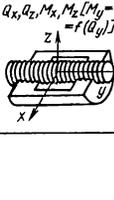
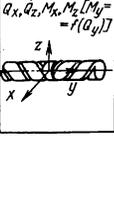
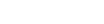
В. В. Соломин для проектирования механизмов без избыточных связей предложил табличный метод [43]. В таблицах в зависимости от числа звеньев механизма приведены возможные комбинации кинематических пар, из которых и выбирается наимыгоднейшая для данного конкретного случая.

1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КЛАССОВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР БЕЗ УЧЕТА ВЛИЯНИЯ ЗАЗОРОВ НА ИХ ПОДВИЖНОСТЬ

Рассмотрим некоторые кинематические пары (табл. 1.1). В этой таблице классы обозначены римскими цифрами I, II, III', III'', IV и V, столбцы – арабскими цифрами 1–5.

Каждую пару обозначим римской цифрой с индексом, соответствующим номеру столбца табл. 1. Такое обозначение позволяет легко найти по табл. 1 кинематическую

Таблица 1.1

Класс	1	2	3	4	5	Подвижность	
I		Точечная Q_z 	Нитевая Q_z 	Ленточная Q_z 	(Площадочная) Q_z 		5
II		Линейчатая z, Q_z, M_y 	Кольцевая Q_x, Q_z 	(Кольцевая) Q_z, Q_x 	(Полосковая) Q_z, M_y 		4
III'		Шаровая z, Q_x, Q_y, Q_z 		(Шаровая) Q_x, Q_y, Q_z 	(Витовая) $Q_x, Q_z [M_y + f(Q_y)]$ 		3
III''		Плоскостная Q_z, M_x, M_y 	Кольцевая со штифтом Q_x, Q_z, M_y 	Q_x, Q_z, M_y 	(Шлицевая) Q_x, Q_z, M_y 		3
IV		Цилиндрическая Q_x, Q_z, M_x, M_z 	Шаровая со штифтом Q_x, Q_y, Q_z, M_y 	Целная Q_x, Q_y, Q_z, M_y 	(Шлиц с упором) Q_x, Q_y, Q_z, M_y 		2
V		Вращательная Q_x, Q_y, Q_z, M_x, M_z 	Поступательная Q_x, Q_z, M_x, M_y, M_z 	Витовая $Q_x, Q_z, M_x, M_z [M_y = f(Q_y)]$ 	Спиральная $Q_x, Q_z, M_x, M_z [M_y = f(Q_y)]$ 		1

ческую пару, примененную в рассматриваемой схеме механизма. Для каждой пары даны силы и моменты, передаваемые ею. По этой таблице можно найти подвижность кинематической пары, т. е. число движений линейных и угловых, которые она оставляет между звеньями. Вообще сумма класса пары и подвижности всегда равна шести.

Простейшей кинематической парой является пара I_2 с точечным касанием рабочих поверхностей (см. табл. 1). Условимся называть ее «точечной парой»¹. Такую пару применяют в кулачковых механизмах с бочкообразным роликом, в электрических контактах при малых нагрузках и зубьях зубчатых колес с сосредоточенным пятном касания (бочкообразных). Из нее, как будет видно ниже, путем логических преобразований можно получить все известные кинематические пары.

Точечная пара будет парой первого класса, так как она препятствует относительному перемещению и передает силу, направленную по общей нормали к рабочим поверхностям, оставляя свободу всем другим относительным перемещениям (двум перемещениям по обоим касательным и вращениям вокруг всех трех осей), т. е. она является парой с пятью подвижностями.

Частным случаем такой пары является случай, когда одна из поверхностей обращается в точку. Условимся такую кинематическую пару называть «точка на поверхности».

Чтобы получить пару второго класса (два условия связи), необходимо соединить две пары первого класса, так как каждая из них дает одно условие связи. Вообще для получения пары любого класса пары следует соединять параллельно. При этом сумма классов соединяемых пар равна классу получаемой пары, а при наличии избыточных связей эта сумма равна классу получаемой пары плюс число избыточных связей.

Вместо точечного касания возможно касание по небольшой площадке. Тогда число этих площадок, нагрузка между которыми распределяется статически определенно, равняется классу пары (при силовом замыкании). Эти площадки могут соединяться в одно целое. Тогда касание происходит по поверхности (в парах третьего класса и выше).

При параллельном соединении нескольких пар низшего класса в общем случае остается соединение этих пар, а в частном (или нескольких частных) получается пара высшего класса.

Интересны два случая образования пар второго класса из точечных пар.

Первый случай: плоскости, проведенные через точку касания касательно к рабочим поверхностям обеих точечных пар, совпадают. Тогда рабочие поверхности этих пар, принадлежащие одному звену, можно соединить в одну цилиндрическую (или вообще линейную) поверхность. В результате получается пара II_2 с линейчатым контактом, которую условимся называть «линейчатой». Линейчатая пара может передавать между звеньями силу, направленную по нормали, и небольшой момент вокруг оси, перпендикулярной к нормали и линии соприкосновения. Два условия связи эта пара дает только при линейчатом контакте. Если этот контакт будет нарушен вследствие разворота одного звена относительно другого вокруг общей нормали к касающимся профилям и обратится в точку, то эта пара будет точечной парой первого класса. Таким свойством «вырождения» обладает только одна линейчатая пара II_2 .

Второй случай: при соединении двух пар типа «точка на поверхности» расстояние между точками, работающими на двух поверхностях, равно нулю. Следовательно, точка должна одновременно двигаться по двум поверхностям,

¹ В дальнейшем будем называть кинематические пары по виду контакта между звеньями.

т. е. по линии их пересечения. Получается кинематическая пара II_3 «точка на линии». Конструктивно ее можно выполнить в виде шара,двигающегося внутри трубки. Условимся называть такую пару «кольцевой». Она потребуется в дальнейшем при рассмотрении подшипников качения. Кольцевая пара может передавать две силы в двух направлениях, перпендикулярных к оси трубки.

Возможны два случая образования пар третьего класса из трех точечных пар. В первом случае рабочие поверхности точечных пар, принадлежащие одному звену, являются частями одной шаровой поверхности. Тогда поверхность другого звена может быть также шаровой (целой или разделенной на три части), и звенья будут соприкасаться по шаровой поверхности. Условимся эту пару III'_2 называть «шаровой» или «сферической». Она ограничивает перемещения по всем трем осям и может передавать соответствующие силы, оставляя подвижности — вращение вокруг всех трех осей (трехподвижная пара). Во втором случае рабочие поверхности точечных пар, принадлежащих одному звену, являются частями одной плоскости. Тогда и поверхности другого звена могут быть целой или разделенной на три части плоскостью, и звенья будут соприкасаться по плоскости. Условимся эту пару III'_2 называть «плоскостной».

Еще одну пару III'_3 можно получить из кольцевой и точечной или линейчатой пар. В последнем случае в ней получается одна избыточная связь. Такая пара, которую будем называть «кольцевой со штифтом», ограничивает перемещения в двух направлениях, перпендикулярных к оси трубки, и вращение вокруг оси трубки, т. е. она может служить универсальным карданом. Пара III'_3 очень неконструктивная. Поэтому применяется она только в виде исключения.

Пару четвертого класса можно получить из четырех точечных пар в том случае, когда их рабочие поверхности являются частями одной цилиндрической поверхности. Тогда поверхности другого звена и соприкосновение звеньев могут быть по цилиндрической поверхности. Условимся эту пару IV_2 называть «цилиндрической». Она ограничивает относительные перемещения, перпендикулярные к валу, и передает соответствующие силы, а также ограничивает вращение около осей, перпендикулярных к валу, и передает соответствующие моменты. Эта пара оставляет подвижности — вращение вокруг оси вала и перемещение вдоль оси вала, т. е. является двухподвижной парой.

Цилиндрическая пара выгодно отличается от других простотой изготовления (точение и шлифование для одного звена, сверление и развертывание для другого); кроме того, не требуется изготовления разъемных звеньев; разбирают ее путем осевого перемещения одного из звеньев. К сожалению, самоустанавливаемости ее мешает трение (см. разд. 2.7).

Другую пару IV_3 четвертого класса можно получить соединением шаровой пары III'_2 с точечной I_2 или линейчатой II_2 парами, в последнем случае в ней получается одна избыточная связь. Пара ограничивает перемещения по трем осям и вращение около одной оси координат и оставляет свободными вращения около двух других осей координат, т. е. тоже является двухподвижной парой. Такая пара, которую будем называть «шаровой со штифтом», встречается в качестве опоры вкладыша самоустанавливающихся подшипников скольжения, к сожалению, в паре IV_3 ; если она передает момент, возникают очень высокие напряжения между штифтом и пазом, а при наличии скольжения будет большой износ. Поэтому пара IV_3 не может передавать существенный момент и работать в качестве карданного шарнира, хотя по кинематике это получается. Поэтому пара IV_3 имеет очень ограниченное применение, хотя она очень нужна при конструировании. Не удастся сделать ее на подшипниках качения. То же самое относится и к паре III'_3 кольцевой со штифтом.

Конструкция пары IV_3 , встречающейся в швейных машинах, описана в [19]. П. Г. Мудров предложил вместо пары IV_3 кинематическое соединение из сфери-

ческой III_1 ; вращательной V_2 и плоскостной III'_2 пар. Такое соединение может передавать нагрузки значительно большие, чем пары IV_3 . К сожалению, невыгодна комбинация из подшипников качения и скольжения.

Третью пару IV_4 четвертого класса можно получить в том случае, когда рабочие поверхности четырех точечных пар являются частями поверхности круглого кольца (гора). Такая пара встречается в сочленении звеньев сварных цепей. Поэтому будем называть ее «цепной». В структурном отношении она равноценна паре шаровой со штифтом и только выполнена она конструктивно по-другому. Она может передавать усилия в трех направлениях и момент вокруг одной оси, оставляя подвижности — вращения около двух осей координат.

Пары пятого класса можно получить из пяти точечных пар. Интересен случай, когда рабочие поверхности всех точечных пар, принадлежащие одному звену, являются частями одной винтовой поверхности. Тогда и поверхности другого звена могут быть частями винтовой поверхности, и звенья будут соприкасаться по винтовой поверхности. Такую пару V_4 принято называть «винтовой».

Винтовая пара с однозаходным винтом не имеет избыточных связей, а при многозаходном винте каждый заход (сверх одного) вводит пять избыточных связей. Избыточные связи в винтовой паре безвредны, так как ее легко выполнить с достаточной точностью путем обработки всех винтовых поверхностей с одной установки на станке. Необходимо только обеспечить равномерное распределение усилий между заходами винта.

Вращательную пару V_2 можно получить путем соединения цилиндрической пары с плоскостной. Такая пара имеет две избыточные связи, поэтому требуется точно выдерживать перпендикулярность плоской пары к оси цилиндрической пары в двух направлениях. Эту точность легко получить, если торцовую и цилиндрическую поверхности обработать с одной установки на станке.

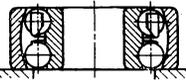
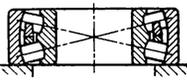
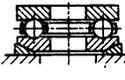
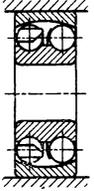
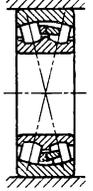
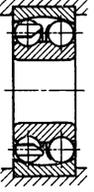
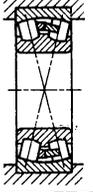
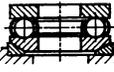
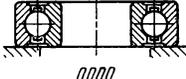
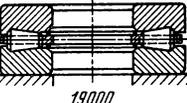
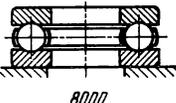
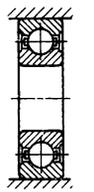
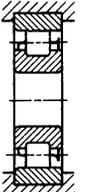
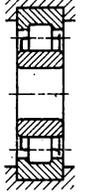
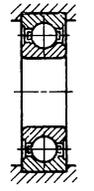
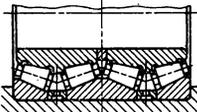
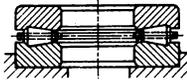
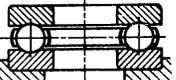
Поступательную пару V_3 можно получить из двух плоскостных пар третьего класса. Такая пара имеет одну избыточную связь, поэтому требуется точное совпадение угла между плоскостями у обоих звеньев.

Следует отметить, что при выполнении поступательной пары в виде шлицевого соединения число избыточных связей может быть очень велико. Последние безвредны, так как обычно шлицевые соединения выполняют с достаточной точностью.

При рассмотрении механизмов на подшипниках качения обычно не представляют интереса подвижности относительного движения шариков, роликов, сепараторов, колец на скользящей посадке и т. д. (за исключением случая, когда исследуют сам подшипник). Поэтому целесообразно подшипники качения рассматривать как кинематические пары по относительному движению тех звеньев, которые они соединяют (в зависимости от их конструкции и способа закрепления колец), и включить их в таблицу кинематических пар (см. табл. 1.1). В дальнейшем для упрощения вычерчивания схем механизмов подшипники будем изображать так же, как и кинематические пары с трением скольжения, накладывающие такие же условия связи.

Первый столбец в табл. 1.1 относится к подшипникам качения; в нем показаны наиболее употребительные кинематические пары. В более расширенном виде по сравнению с табл. 1.1 кинематические пары из подшипников качения даны в табл. 1.2. Передаваемая сила и ограниченная линейная подвижность здесь направлены вертикально, а свободные линейные подвижности — горизонтально. Очень важен способ заделки неподвижного кольца. В зависимости от способа заделки один и тот же подшипник может быть парой двух и даже трех различных классов.

Таблица 1.2
1г

	1а	1б	1в	
I	 1000	 3000	 39000	 18000
II	 1000	 3000		
III'	 1000	 3000	 39000	 18000
III''	 0000	 9000	 19000	 8000
IV	 0000	 2000	 32000	
V	 0000	 77000	 19000	 8000

Точечная пара ¹ I₁₆ лучше всего осуществляется упорным роликоподшипником со сферическими роликами типа 39 000, у которого наружное кольцо опирается на плоскость. Такой подшипник может передавать очень большие силы при самоустановке с малым трением. Этот же подшипник, если наружное кольцо закрепить в центрирующей расточке, будет уже парой III'₁₆. Точечную пару I₁₂ дает упорный шарикоподшипник с подкладным кольцом типа 18 000. У него самоустановка происходит с большим трением. Поэтому тип 18 000 – нестандартный. Этот

¹ Здесь и ниже римская цифра обозначает строку в табл. 1.2, а индекс – столбец.

же подшипник, если наружное кольцо закрепить центрирующей расточкой, будет уже парой III'_{12} .

Точечную пару I_{1a} можно получить из радиального двурядного сферического шарикоподшипника типа 1000, если опереть на плоскость неподвижное кольцо.

Аналогичным образом точечную пару I_{1b} можно получить из роликоподшипника радиального двухрядного сферического типа 3000, если неподвижное кольцо опереть на плоскость. К сожалению, сферические подшипники очень плохо передают осевые усилия. Поэтому пары I_{1a} и I_{1b} годятся только для случаев, когда осевые усилия незначительны, например, для фиксации плавающих звеньев планетарных механизмов. Из тех же подшипников 1000 или 3000 можно получить кольцевые пары II_{1a} или II_{1b} , если наружное кольцо поставить на подвижной посадке. Из них же можно получить и сферические пары III'_{1a} или III'_{1b} , если закрепить наружное кольцо.

Таким образом, из каждого подшипника 1000 или 3000 можно получить три различные кинематические пары в зависимости от способа закрепления наружного кольца.

Плоскостную пару III''_{12} можно получить из упорного шарикоподшипника типа 8000, если наружное кольцо опереть на плоскость.

Тот же подшипник даст вращательную пару V_{12} , если наружное кольцо опереть в центрирующую расточку.

Аналогичным образом плоскостную пару III''_{1e} можно получить из упорного роликоподшипника с коническими роликами типа 19 000, если наружное кольцо опереть на плоскость.

Из того же подшипника можно получить вращательную пару V_{1e} , если наружное кольцо опереть в центрирующую расточку.

Подшипник роликовый упорный с цилиндрическими роликами типа 9000 является плоскостной парой V_{16} . Недостатком его является проскальзывание между роликами и кольцами вследствие переменной скорости на разных радиусах.

Плоскостную пару III'_{1a} можно получить и из однорядного шарикоподшипника типа 0000, если наружное кольцо опереть на плоскость. Такая схема целесообразна для очень больших угловых скоростей, при которых упорные подшипники плохо работают вследствие заклинивания шариков из-за больших центробежных сил.

Из того же шарикоподшипника типа 0000 можно получить цилиндрическую пару IV_{1a} (если наружное кольцо поставить на подвижную посадку) и вращательную V_{1a} (если наружное кольцо закрепить).

Цилиндрическую пару можно получить из подшипника с короткими цилиндрическими роликами, если закрепить наружное кольцо, а именно пару IV_{1b} из подшипника типа 2000 без бортов на наружном кольце и пару IV_{1e} из подшипника типа 32 000 без бортов на внутреннем.

Пара IV_{1e} выгоднее, чем IV_{1b} , вследствие меньшего усилия для самоустановки.

К сожалению, пары IV_{1a} , IV_{1b} , IV_{1e} и V_{1a} не могут передавать больших выворачивающих моментов. Поэтому, если они имеются, приходится опирать вал на два подшипника, допуская избыточные связи.

При очень больших нагрузках, чтобы получить вращательную пару V_{1b} , приходится применять роликовые четырехрядные подшипники типа 77 000.

В настоящее время за рубежом изготавливают сферические подшипники со сферой на внутреннем кольце и вогнутыми роликами (см. табл. 1.1, пара III'_1). Наружное кольцо для регулировки чаще делают из двух частей. При возможных перекосах наружного кольца относительно геометрической оси вращения выгоднее использовать подшипники со сферой на наружном кольце, а в случае перекосов внутреннего кольца — со сферой на внутреннем кольце. При наблюдении этих условий перекосы могут быть очень большими (лишь бы ролики не выходили за пределы

сферы). Если эти условия нарушены, ролики при перекосах начинают скользить, а момент, выворачивающий подшипник, возрастает с увеличением угла перекоса.

При наличии гибких связей (тросов, канатов, ремней и лент транспортеров) целесообразно каждую из них рассматривать как кинематическую пару, соединяющую жесткие звенья и всегда имеющую силовое замыкание. Поэтому при подсчете числа звеньев следует иметь в виду только жесткие звенья.

Детали, деформации которых практически не влияют на подвижность, будем рассматривать как жесткие звенья.

Детали, деформации которых влияют на подвижность, будем считать гибкими и рассматривать как кинематические пары.

К кинематическим парам необходимо добавить еще две пары, образуемые гибкими связями (нить и лист). Нить является парой I_3 первого класса и ограничивает перемещение по длине, оставляя свободными пять остальных относительных перемещений (пятиподвижная пара). Лист (при достаточной ширине) является парой III_4 третьего класса. Он ограничивает два перемещения в своей плоскости и вращение вокруг оси, перпендикулярной к этой плоскости, оставляя свободными другие перемещения (трехподвижная пара).

Особенно интересна винтовая пара, которая представляет собой скрученную в цилиндр ленту. При растягивании она раскручивается, и получается преобразование поступательного движения во вращательное или силы в момент, как в винтовой паре. Следует также учитывать, что винтовая гибкая пара состоит из двух лент, закрученных в противоположные стороны, т. е. соответствует винтовой стяжке.

При раскручивании ленты изменяется шаг, поэтому она соответствует винтовой паре переменного шага. Скрученная лента — гибкая, поэтому она может передавать только небольшие поперечные силы Q_x и Q_z и небольшие выворачивающие моменты M_x и M_z .

Гибкие соединения работают практически без трения, что является большим их достоинством.

Соединяя параллельно нитевые и листовые пары (условия связи складываются), можно получить кинематические соединения любых классов (табл. 1.3).

Соединение двух параллельных нитевых пар дает пару II_2 , аналогичную линейчатой; соединение трех нитевых пар, пересекающихся в одной точке, — пару III_2 , аналогичную шаровой; соединение трех параллельных нитевых пар — пару III_2 , аналогичную плоскостной; соединение четырех нитевых пар, пересекающих одну прямую в двух точках, — пару IV_2 , аналогичную цилиндрической; соединение листовой пары и параллельной ей нитевой — пару IV_2 четвертого класса; соединение листовой пары и нитевой, когда они пересекают одну прямую, — пару IV_4 или IV_5 , аналогичную шаровой со штифтом или цепной.

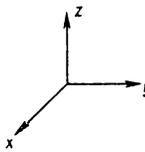
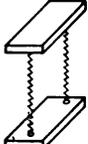
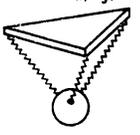
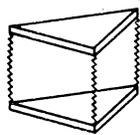
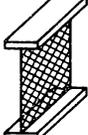
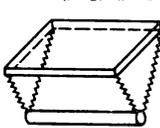
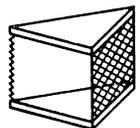
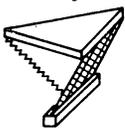
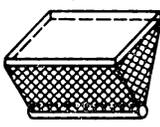
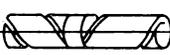
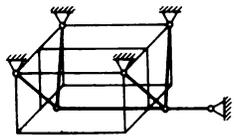
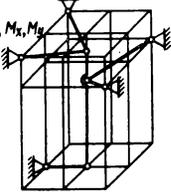
Соединение двух листовых пар накладывает шесть условий связи. Одно из них является избыточным, при котором образуется соединение пятого класса. Избыточная связь требует точной сборки листовых пар.

Если листовые пары пересекают прямую, то получается вращательная пара V_2 (вращение вокруг этой прямой), которую широко применяют на практике в виде «крестового шарнира». В нем обычно листовые пары сдвинуты вдоль оси. При этом каждую из них можно соединить с обоими звеньями на равных расстояниях от оси (а не на оси), что более благоприятно для ее прочности.

Если листовые пары параллельны, то получается поступательная пара V_3 , применяемая, например, в чертежных кронциркулях. Таким образом, все условия связи можно выполнить из гибких соединений, что важно для тех случаев, где надо избежать трения.

Кинематическое соединение пятого класса с вращательной подвижностью можно получить и из одних нитевых пар — их требуется пять. Такие соединения пред-

Таблица 1.3

	I_3 	II_3 
III'_2 Q_x, Q_y, Q_z 	III''_2 Q_z, M_x, M_y 	III'''_2 Q_x, Q_z, M_y 
IV_2 Q_x, Q_z, M_x, M_z 	IV_3 Q_x, Q_z, M_x, M_y 	$IV_{3,5}$ Q_x, Q_y, Q_z, M_y 
V_2 Q_x, Q_y, Q_z, M_x, M_z 	V_3 Q_x, Q_z, M_x, M_y, M_z 	V_4 $Q_x, Q_z, M_x, M_z, M_y = f(Q_y)$ 
V_2 Q_x, Q_y, Q_z, M_x, M_z 		V_2 Q_x, Q_y, Q_z, M_x, M_y 

ставляют интерес для лиц, определяющих момент инерции методом колебаний для подвешивания деталей.

В табл. 1.3 показана подвеска для колебаний вокруг горизонтальной и вертикальной осей.

При конструировании таких подвесок важно следить, чтобы нитевые пары были всегда натянуты. Надлежащим выбором размеров (линейных и угловых) можно достигнуть равенства нагрузок всех нитевых пар.

Цепи целесообразно рассматривать целиком как гибкие пары: сварную — как нитевую, шарнирную — как листовую. Учитывая, что цепи не могут скользить по звездочкам, каждый участок цепи между двумя звездочками следует рассматривать как отдельную гибкую пару. В число кинематических пар можно включить и неподвижные соединения, рассматривая их как пары шестого класса. Однако из-за большого их числа они не уместятся в табл. 1.3. Поэтому неподвижные соединения рассмотрены в отдельном параграфе.

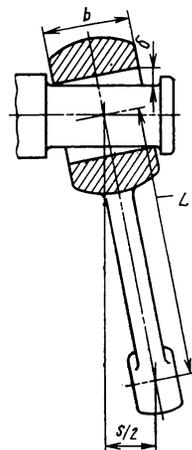
1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КЛАССОВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ЗАЗОРОВ НА ИХ ПОДВИЖНОСТЬ

Подвижность кинематических пар определяют без учета зазоров, если кинематические пары выполнены в виде подшипников качения, зазоры в которых ничтожны, и даже могут быть натяги. При наличии зазоров получается дополнительная подвижность, которую иногда используют для работы механизма [32].

В качестве примера использования зазоров для увеличения подвижности укажем на зубчатый кардан III'_2 , соединяющий на некоторых автомобилях коробки передач с промежуточным валом. Зубчатый кардан представляет собой шлицевое соединение с очень малой длиной по сравнению с диаметром, обычно выполняемое с эвольвентным профилем.

Чтобы установить, какие условия связи устраняются в кинематических парах, рассмотрим вращательную пару с цилиндрическим пальцем (рис. 1.4). Вследствие

Рис. 1.4. Вращательная пара, обладающая дополнительной угловой подвижностью, вызванной зазорами



зазора δ относительное поступательное перемещение звеньев равно тоже δ , т. е. при практически встречающихся зазорах оно невелико. Зазор быстро оказывается выбранным, и дальше пара передает силу и ограничивает относительное поступательное движение. Следовательно, при наличии зазоров сохраняются силы, передаваемые кинематическими парами, и ограничиваемые ими поступательные перемещения.

За счет зазора δ относительный поворот звеньев равен углу $2\arcsin \frac{\delta}{b}$, перемещение другого конца звена можно найти из подобия треугольников (см. рис. 1.4):

$$\frac{\frac{1}{2}S}{L} = \frac{\delta}{b}; S = 2 \frac{L}{b} \delta. \quad (1.4)$$

Практически $\frac{L}{b} = 10 \div 100$, откуда $S = (20 \div 200) \delta$.

Это перемещение можно использовать для работы механизма и устранения избыточных связей.

Если $L = b$, то $S = 2\delta$, т. е. тоже невелико.

Следовательно, при наличии зазоров можно устранить те передаваемые моменты и ограничиваемые относительные вращения, в плоскости действия которых кинематическая пара имеет незначительные размеры по сравнению с длиной звена.

При наличии зазоров вращательная пара V_2 теряет возможность передавать моменты M_x и M_z , обращаясь в шаровую пару III'_4 , цилиндрическая пара IV_2 не может передавать M_x и M_z и обращается в кольцевую пару II_4 ; поступательная пара V_3 теряет возможность передавать M_x и M_z , обращаясь в шлицевую пару III'_3 (момент M_y , передаваемый зацепляющимися зубьями, сохраняется); винтовая пара V_4 лишается возможности передавать M_x и M_z , обращаясь в винтовую пару III'_5 .

Плоскостная пара III'_2 при малых размерах ее по сравнению с размерами звена не может передавать моменты M_x и M_y и обращается в площадочную пару I_4 первого класса. При геометрическом замыкании пара представляет собой элемент одного звена в виде пластины, расположенной в пазу элемента второго звена. Тогда передаваемые моменты M_x и M_y можно устранить только при наличии зазоров и при малых размерах пары по сравнению с размерами звена.

При силовом замыкании зазоры отсутствуют, так как они устраняются замыкающей силой. Рассмотрим на примере площадочной пары I_4 , каковы будут угловые подвижности. При повороте одного из звеньев вокруг оси x передаваемая

сила перейдет на край площадки и возникнет добавочный момент $Q \frac{b}{2}$. Если

ширина площадки b незначительна по сравнению с размерами звена, то добавочный момент будет невелик и не уменьшит подвижности. Поэтому и при силовом замыкании остается установленное выше для геометрического замыкания положение: при малых размерах кинематической пары с силовым замыканием по сравнению с размерами звена угловая связь устраняется.

Эти соображения следует учитывать и при рассмотрении двух пар II_5 и I_5 (см. табл. 1.1).

Листовая пара передает две силы и момент только при достаточной ширине лентѣ. В противном случае она работает только как нитевая, т. е. накладывает одно условие связи I_3 . Исходя из этих соображений, в табл. 1.1 за жирной линией показаны кинематические пары, условия связи которых найдены с учетом зазоров. Названия этих пар даны в скобках.

С учетом зазоров в кинематических парах спроектировать механизм без избыточных связей гораздо легче, чем без учета зазоров. Однако такой механизм в изготовлении, сборке и эксплуатации не дает всех выгод механизма без избыточных связей, так как, если тот же механизм рассчитать без учета зазоров, то останутся избыточные связи. Поэтому расчетом с учетом зазоров следует пользоваться только при больших размерах звена по сравнению с размером кинематической пары.

Наиболее важным случаем применения расчета с учетом зазоров является случай, когда без учета зазоров устранить избыточные связи не удается.

1.5. ВЫЯВЛЕНИЕ ОСОБО ВРЕДНЫХ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ ПО ПЛОСКОЙ ИЛИ СФЕРИЧЕСКОЙ СХЕМЕ МЕХАНИЗМА

В настоящее время наибольшее распространение получили плоские механизмы, в которых звенья движутся в параллельных плоскостях. Определять числа избыточных связей для этих механизмов следует по формулам А. П. Малышева и О. Г. Озола. Однако при решении вопроса о том, какие избыточные связи следует оставить, когда не удастся устранить их полностью, можно пользоваться и плоской схемой. Для этого можно рассматривать проекцию всех звеньев на одну плоскость или совмещать все звенья с одной плоскостью. Такие приемы являются искусственными, так как обычно звенья и кинематические пары располагаются в параллельных плоскостях (например, палец кривошипа и коренные подшипники).

На плоской схеме¹ нельзя обнаружить силы, действующие по оси z с соответствующими им избыточными связями, и моменты вокруг осей x и y также с соответствующими избыточными связями, которые бывают у плоских механизмов. На этой схеме можно исследовать только силы по осям x и y , моменты вокруг оси z и соответствующие им избыточные связи, которые обозначим через q_{II} .

Вообще плоская схема не может полностью отразить работу механизма так же, как одна проекция не может полностью его изобразить. Подвижность w_{II} механизма на плоской схеме отличается от действительной подвижности w , так как плоская схема не учитывает вращения звеньев вокруг осей, расположенных в плоскости $хоу$ (например, вращение шатуна с шаровыми головками вокруг своей оси).

Выведем формулу для плоской схемы. Любое подвижное звено на плоскости имеет три степени свободы, а всего $3n$ степеней свободы.

Каждая вращательная пара независимо от того, является ли она парой пятого, четвертого, третьего или даже второго класса (кольцевая), на плоской схеме накладывает два условия связи — ограничивает перемещения по осям x и y . Каждая поступательная пара независимо от того, является ли она парой пятого, четвертого (например, тронковый поршень) или третьего класса, накладывает на плоской схеме два условия связи — ограничивает перемещение в направлении, перпендикулярном к перемещению в этой паре, и ограничивает вращение вокруг оси, пер-

¹ Здесь и ниже на всех чертежах будем считать, что ось x направлена горизонтально, ось y — вертикально в плоскости чертежа, ось z — перпендикулярно плоскости чертежа.

пендикулярной к плоскости механизма. Следовательно, на плоской схеме низшие пары накладывают $2p_n$ условий связи¹.

Каждая высшая пара (второго или первого класса) накладывает на плоской схеме одно условие связи — ограничивает перемещение по нормали. Гибкие связи (нитевые или листовые) на плоской схеме накладывают одно условие связи — ограничивают продольное перемещение. Следовательно, все высшие пары и гибкие связи можно рассматривать вместе. Они накладывают p_v условий связи, где p_v — сумма числа высших пар и гибких связей.

С учетом избыточных связей подвижность механизма по плоской схеме $w_n = 3n - (2p_n + p_v - q_n)$.

Эта формула тоже впервые предложена А. П. Малышевым. Из нее

$$q_n = w_n - 3n + 2p_n + p_v. \quad (1.5)$$

Условимся называть ее «плоской формулой А. П. Малышева»². Структурную формулу для плоской схемы дал также и О. Г. Озол:

$$q_n = w_n + 3k - f_n, \quad (1.6)$$

где f_n — число подвижностей кинематических пар на плоской схеме.

Эту зависимость можно также вывести из формулы (1.5).

Поступательная и вращательная пары на плоской схеме имеют по одной подвижности, высшая и гибкая — по две подвижности.

Плоская схема не является единственной искусственной схемой, применяемой при исследовании механизмов.

Встречающиеся на практике сферические механизмы (конические колеса, карданные шарниры) очень удобно исследовать на сферической схеме, рассматривая проекцию всех звеньев на сферу или совмещая все звенья с одной шаровой поверхностью.

Вывод формулы для подвижности w_c и числа избыточных связей q_c по сферической схеме отличается от вывода аналогичных формул для плоской схемы только тем, что отсутствуют гибкие связи, и потому здесь не приведен.

Окончательные формулы имеют вид

$$w_c = 3n - 2p_n - p_v + q_c$$

и

$$q_c = w_c - 3n + 2p_n + p_v. \quad (1.7)$$

Сказанное полностью объясняет замеченную акад. И. И. Артоблевским применимость «плоской» формулы А. П. Малышева к сферическим механизмам.

Учитывая, что формулы для плоской и сферической схем получились одинаковыми, любую из них можно применить к механизмам, содержащим цилиндрические и конические зубчатые колеса.

Возможно, что кроме проекций на плоскость и сферу для некоторых механизмов целесообразно рассматривать их проекции и на другие поверхности (например, цилиндрические) и выводить соответствующие формулы.

¹ Здесь под низшими парами следует понимать поступательную и вращательную пары. Винтовую пару не рассматриваем, так как механизмы с такими парами не могут быть плоскими.

² Точнее это формула А. П. Малышева для плоской схемы. Ее часто называют «формулой Чебышева», это неправильно, так как П. Л. Чебышев дал формулу $3t - 2(n + v) = 1$ (где t — число подвижных звеньев; $n + v$ — число шарниров), т. е. он не рассматривает поступательные пары, высшие пары, избыточные связи и берет подвижность, равную только единице.

При проектировании механизмов следует вначале устранить избыточные связи, найденные по формуле для плоской или сферической схемы, а затем (с учетом или без учета зазоров в зависимости от рассматриваемого случая) найденные по формуле (1.1).

Кроме формул (1.5) – (1.6) для расчета ферм известна формула, которая применительно к определению внутренних избыточных связей будет иметь вид

$$q_n = w_n - 2p_y + s + 3, \quad (1.8)$$

где p_y – число узлов фермы; $s = n + 1$ – число стержней.

О. О. Гальперин предложил формулу, которая в принятых обозначениях имеет вид

$$q_n = w_n - n + 2k. \quad (1.9)$$

Все четыре структурные формулы для плоских схем равноценны. В них q_n – w_n выражается через два параметра из шести: n , s , k , p_n , p_y и f_n .

Эти параметры связаны четырьмя формулами. Первая имеет вид

$$s = n + 1. \quad (1.10)$$

Так как каждая низшая пара на плоскости имеет подвижность $1 = 3 - 2$, то получим вторую формулу

$$p_n = f_n. \quad (1.11)$$

Третьей формулой будет формула (1.3), которая для плоской схемы без высших пар после подстановки $p = p_n$ получает вид

$$p_n - n = k. \quad (1.12)$$

Чтобы вывести четвертую формулу, вспомним, что в каждом узле число концов стержней больше числа кинематических пар на единицу, а для всех узлов эта разность будет равна p_y . Поэтому

$$p_y = 2s - p_n. \quad (1.13)$$

Здесь $2s$ – число концов стержней, так как у каждого стержня два конца.

Подставим в формулу О. Г. Озола для плоской схемы (1.6) значения k из (1.12) и f_n из (1.11):

$$q_n = w_n + 3p_n - 3n - p_n = w_n - 3n + 2p_n. \quad (1.14)$$

Подставим в формулу (1.8) значения p_y из (1.13) и s из (1.10):

$$q_n = w_n - 4s + 2p_n + s + 3 = w_n - 3n + 2p_n.$$

Подставим в формулу (1.9) значение k из (1.12):

$$q_n = w_n - n + 2p_n - 2n = w_n - 3n + 2p_n.$$

Во всех трех случаях получили «плоскую» формулу Малышева без числа, содержащего высшие пары.

Рассмотрим, сколько равноценных формул можно получить из тех же шести параметров: $C_6^2 = \frac{6 \cdot 5}{1 \cdot 2} = 15$. Из них две исключаются, так как нельзя структурную

формулу получить из величин s и n из-за того, что они связаны формулой (1.10), и нельзя получить структурную формулу из p_n и f_n , потому что они равны.

Приведем эти формулы:

$q_n = w_n - n + 2k$ — формула О. О. Гальперина;

$$q_n = w_n - s + 2k + 1; \quad (1.15)$$

$q_n = w_n - 3n + 2p_n$ — «плоская» формула А. П. Мальшева;

$$q_n = w_n - 3s + 2p_n + 3; \quad (1.16)$$

$$q_n = w_n - 2p_y + n + 4; \quad (1.17)$$

$$q_n = w_n - 2p_y + s + 3;$$

$$q_n = w_n - 3n + 2f_n; \quad (1.18)$$

$$q_n = w_n - 3s + 2f_n + 3; \quad (1.19)$$

$$q_n = w_n + 3k - p_n; \quad (1.20)$$

$$q_n = w_n - p_y + k + 2; \quad (1.21)$$

$q_n = w_n + 3k - f_n$ — «плоская» формула О. Г. Озола;

$$q_n = w_n - \frac{3}{2}p_y + \frac{p_n}{2} + 3; \quad (1.22)$$

$$q_n = w_n - \frac{3}{2}p_y + \frac{f_n}{2} + 3. \quad (1.23)$$

Большинство из этих формул не имеет практического значения. Здесь они приведены, чтобы предотвратить их «открытие».

1.6. СТРУКТУРНАЯ ФОРМУЛА ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Зубчатые механизмы, имеющие и цилиндрические и конические колеса, нельзя причислить ни к плоским, ни к сферическим. Упрощенная формула для этого случая еще более простая, чем «плоская» формула Мальшева, предлагается ниже.

Рассмотрим зубчатые механизмы со звеньями, имеющими только вращательное движение (абсолютное или относительное), т. е. рядовые передачи и планетарные механизмы. При этом каждое звено соединено со стойкой или с другим звеном вращательной или поступательной парой. Следовательно, число звеньев равно числу низших пар. Не учитываем класс этой пары, а также и число пар, соединяющих два звена в случае, если оси пар совпадают. При таком рассмотрении подвижность каждого звена равна единице, а n подвижных звеньев имеют подвижность n единиц.

Каждое зубчатое зацепление с параллельными, пересекающимися или скрещивающимися осями независимо от класса контакта между зубьями (точечного или линейчатого) накладывает одно условие связи, а всего их p_z , т. е. равно числу зацеплений. Из значения p_z надо вычесть избыточные связи q_z , так как они не уменьшают подвижности, а только дублируют другие связи. Поэтому подвижность механизма $w_z = n - (p_z - q_z) = n - p_z + q_z$.

Отсюда

$$q_z = w_z - n + p_z. \quad (1.24)$$

Для частного случая зубчатого плоского или сферического механизма эту формулу можно вывести из формулы (1.5). В зубчатых механизмах $p_n = n$. Подставив в (1.5) это значение, получим $q_n = w_n - n + p_n$.

Выведенную формулу можно применить и к зубчатым механизмам с плавающими звеньями на шарнирных карданах, если соблюдено равенство между числом подвижных звеньев и числом вращательных пар.

Для сложных механизмов расчеты по выведенной формуле можно упростить. Для этого вместо n можно брать число систем звеньев, соединенных зубчатыми передачами с неподвижными осями (так как подвижность такой системы тоже равна 1). Однако при этом вместо p_z следует подставлять число не всех зубчатых зацеплений, а только тех, которые соединяют выделенные системы. Эти системы могут связывать и дифференциалы, которые также накладывают одно условие связи.

1.7. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ СВЯЗЯМИ

Гидравлические и электрические устройства накладывают на механизм такие же условия связи, как и кинематические пары. Однако называть эти устройства кинематическими парами нельзя, так как в них входят не два элемента (как в паре), а имеются еще и промежуточные.

Классифицировать их будем так же, как и кинематические пары, т. е. по числу накладываемых условий связи.

Переходим теперь к обзору отдельных кинематических соединений.

Объемная гидравлическая передача накладывает на механизм условие постоянства объема жидкости, заключенной в датчике, приемнике и трубопроводе, т. е. $V = \text{const}$. При этом и датчиков и приемников может быть несколько; они могут быть поршневыми (одноцилиндровыми или многоцилиндровыми) или коловратными машинами.

Постоянство объема требует, чтобы сумма объемов, подаваемых датчиками и приемниками, равнялась нулю: $V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_n = 0$.

Но $V_i = f_i S_i$, где f_i — площадь поршня в поршневой машине или аналогичная приведенная величина в коловратной машине; S_i — путь поршня.

Поэтому

$$f_1 S_1 + f_2 S_2 + f_3 S_3 + \dots + f_n S_n = 0. \quad (1.25)$$

Наличие одного уравнения, связывающего перемещения датчиков и приемников, показывает, что объемная гидравлическая передача накладывает одно условие связи, т. е. является кинематическим соединением первого класса.

Гидравлические цилиндры применяются в многоколесных устройствах для выравнивания нагрузок между колесами (вместо балансиров). Например, судовозная камера общей массой 9700 т красноярского судоподъемника опирается на 78 двухкатковых тележек через гидравлические опоры. Для самоустанавливаемости, но без вредных подвижностей, нужно три условия связи. Поэтому гидравлические цилиндры должны быть объединены в три отдельные гидросистемы, в каждой из которых цилиндры соединены трубопроводами.

Динамическая (лопаточная) гидравлическая передача не является кинематическим соединением, так как в ней перемещение приемника не пропорционально перемещению датчика. Например, турбина при перегрузке может даже остановиться, а насос продолжать вращаться.

Пневматическая передача тоже не является кинематическим соединением вследствие того, что воздух сжимается и, следовательно, не обеспечивается пропорциональность перемещения датчика и приемника.

Исключение составляет пневматическая передача, примененная для управления двигателем тепловоза ДБ. В этой передаче датчик с помощью редукционного клапана устанавливает давление в трубопроводе управления, а приемник (поршень, нагруженный пружиной) перемещается пропорционально этому давлению. Такая пневматическая передача является тоже кинематическим соединением первого класса.

Электрический вал — сельсин представляет собой два трехфазных асинхронных двигателя с контактными кольцами, у которых обмотки статора питаются от общей сети, а обмотки ротора соединены параллельно. Поворот вала одной из этих машин вызывает равный поворот вала другой машины. Поэтому электрический вал накладывает одно условие связи и, следовательно, является кинематическим соединением первого класса.

При наличии момента полезного сопротивления на приемнике появляется угол рассогласования, который соответствует углу закручивания обычного механического вала.

Для уменьшения угла рассогласования вращение магнитного поля статора сельсина направляют в сторону, противоположную повороту ротора, или применяют соответствующую зубчатую передачу.

Применяют и другие схемы электрического вала.

Электрическая передача постоянного тока даже с двигателем с жесткой характеристикой (шунтовым) не является кинематическим соединением, так как не обеспечивает пропорционального поворота генератора и двигателя. Электрическая передача переменного тока может служить кинематическим соединением только в случае синхронных генератора и двигателя. Вследствие возможности выпадения из синхронизма этот случай имеет очень ограниченное применение.

Гибкий вал тоже представляет собой кинематическое соединение первого класса, так как накладывает одно условие связи — равенство углов поворота ведущего и ведомого звеньев — и оставляет свободными пять остальных перемещений ведомого звена (три перемещения по трем осям координат и два вращения вокруг других осей координат).

1.8. ПРИМЕНЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ В РАЦИОНАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Устранение избыточных связей требует уменьшения класса кинематических пар. Снизить класс кинематических пар на подшипниках качения очень легко, так как имеющиеся подшипники обеспечивают почти равноценно все классы кинематических пар (см. табл. 1.1, столбец 1 и табл. 1.2). В остальных случаях снижение класса кинематических пар может привести к парам с линейчатым и даже точечным контактом, которые непригодны для передачи больших сил и моментов.

Избежать этого можно, если вместо кинематических пар применить кинематические соединения, составленные из нескольких последовательно соединенных кинематических пар. Много таких соединений разработал С. С. Арутюнов. Однако он не добивался устранения избыточных связей, поэтому его таблица здесь не приведена.

Как установил Н. Е. Шамайденко, при последовательном соединении пар их подвижности складываются [48]. Это позволяет получить кинематические соединения с одной, двумя, тремя и четырьмя условиями связи из пар с поверхностным контактом пятого, четвертого и третьего классов. Для сравнения напомним, что при параллельном соединении пар складываются условия связи, ими накладываемые.

В другом виде закономерность для последовательного соединения кинематических пар установила Е. Ю. Будыка [41]. Именно при последовательном соединении сохраняются только связи, общие у всех кинематических пар. Так как если у одной из пар есть соответствующая подвижность, то связи этого вида

Таблица 1.4

	а)	б)	в)	г)	д)	
I	$5=3+2$ Q_z I_{23} 	$5=3+1+1$ Q_z I_{23} 	$5=2+2+1$ Q_z I_{23} 	$5=2+1+1+1$ Q_z I_{23} 	$5=1+1+1+1+1$ Q_z I_{23} 	$5=1+1+1+1+1$ M_z I_{23}
II	$4=3+1$ Q_x, Q_z II_2 	$4=2+1+1$ Q_x, Q_z II_2 	$4=1+1+1+1$ Q_x, Q_z, M_z II_2 	$4=2+2$ Q_z, M_z II_2 	$4=1+1+2$ Q_z, M_y II_2 	$4=1+3$ M_x, M_y I
III	$3=1+1+1$ Q_x, Q_y, Q_z III_2 	$3=1+1+1$ Q_x, Q_y, M_z III_{345} 	$3=1+2$ Q_x, Q_z, M_z III_{345} 	$3=1+2$ Q_y, M_y, M_z III_{345} 	$3=1+1+1$ Q_z, M_x, M_y III_2 	$3=1+1+1$ M_x, M_y, M_z III_2
IV	$2=1+1$ Q_x, Q_y, Q_z, M_z IV_{45} 	$2=1+1$ Q_y, Q_z, M_x, M_z 	$2=1+1$ Q_x, Q_y, Q_z 	$2=1+1$ Q_x, Q_z, M_x, M_z 	$2=1+1$ Q_z, M_x, M_y, M_z 	

и этого направления она не передаст. Эта закономерность справедлива для случая, когда центры кинематических пар совпадают, как, например, обычно бывает в электровозных конструкциях (см. разд. 1.9). Если центры пар не совпадают, то дело осложняется заменой линейной подвижности угловой подвижностью (см. разд. 1.11).

Последовательные соединения приведены в табл. 1.4, соединения, не вошедшие в нее, имеющие местную подвижность или линейчатый контакт, показаны на рис. 1.5. Каждая строка таблицы соответствует классу соединения, т. е. числу условий связи, им накладываемых, столбцы обозначены буквами в отличие от табл. 1.1 кинематических пар.

Направления осей координат для всех схем одинаковы: x — на наблюдателя, y — вправо и z — вверх. В правом верхнем углу каждой схемы перечислены силы и моменты, передаваемые этим соединением; в левом верхнем углу даны обозначения по табл. 1.1 той пары, которую заменяет такое соединение. На некоторых схемах такое обозначение отсутствует, что указывает на отсутствие соответствующей кинематической пары, которая могла бы передать такую же комбинацию сил и моментов. В этом заключается преимущество кинематического соединения перед кинематической парой.

Как показал И. И. Артоболевский, кинематическая пара не может передавать только моменты без передачи сил. Кинематическое соединение имеет эту возможность, например, I, II, III.

Таблица кинематических соединений составлена из вращательных V_2 , цилиндри-

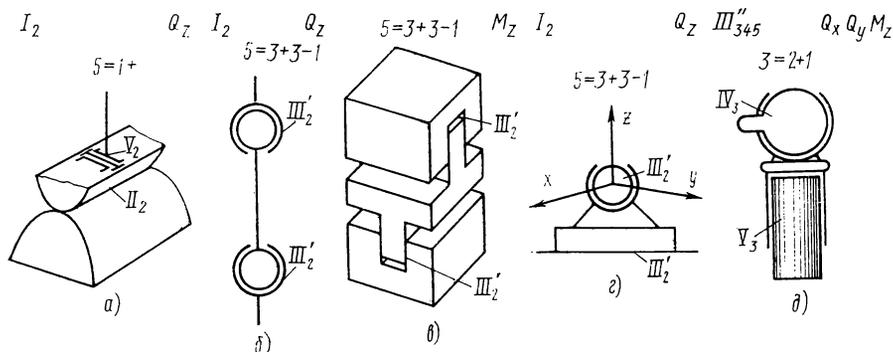


Рис. 1.5. Кинематические соединения с местной подвижностью или линейчатым контактом

ческих IV_2 , шаровых III_2 , плоскостных III'_2 и частично из поступательных V_3 пар. Последние мало применяют потому, что при нескольких таких парах соединение получается неконструктивным (III_b, III_c и IV_d). Поэтому их используют только там, где необходимо дать перемещения по осям координат (станки). Кроме того, поступательные пары не могут дать вращательных подвижностей. Следовательно, больше трех в соединении их применять нельзя.

Образование кинематических соединений можно проследить путем подсчета подвижностей. Соединения первого класса (подвижность их равна пяти) можно получить путем различных комбинаций чисел 4, 3, 2 и 1, когда их сумма равна пяти, т. е.:

$5 = 4 + 1$ — одна пара II_2 и одна V_2 (рис. 1.5, а);

$5 = 3 + 2$ — одна пара III'_2 и одна IV_2 (табл. 1.4, I_a);

$5 = 3 + 1 + 1$ — одна пара III'_2 и две V_2 (табл. 1.4, I_b);

$5 = 2 + 2 + 1$ — две пары IV_2 и одна V_2 (табл. 1.4, I_c);

$5 = 2 + 1 + 1 + 1$ — одна пара IV_2 и три V_2 (табл. 1.4, I_d);

$5 = 1 + 1 + 1 + 1 + 1$ — пять вращательных пар V_2 (табл. 1.4, I_e) или одна поступательная V_3 и четыре вращательных V_2 (табл. 1.4, I_e). Последняя интересна тем, что передает только момент без передачи сил. Нетрудно заметить, что получается двойной кардан со шлицевым соединением.

Если допустить местную подвижность, т. е. вращение соединительного звена вокруг своей оси, то соединение можно образовать так:

$5 = 3 + 3 - 1$ — две шаровые пары III'_2 (рис. 1.5, б) или одна шаровая III'_2 и одна III''_2 (рис. 1.5, в) или две III'_2 (рис. 1.5, в).

Соединения второго класса (подвижность равна четырем) можно получить путем различных комбинаций чисел 3, 2 и 1, когда их сумма равна четырем, т. е.

$4 = 3 + 1$ — одна шаровая пара III'_2 и одна пара V_3 (табл. 1.4, II_a).

Конструктивно пары III'_2 и V_3 могут быть выполнены в двух вариантах. При больших перемещениях и малых углах шаровая пара располагается внутри поступательной (верхняя схема), при малых перемещениях и больших поворотах поступательная пара располагается внутри шаровой (нижняя схема).

$4 = 3 + 1$ — одна плоскостная пара III'_2 и одна поступательная V_3 (табл. 1.4, II_b).

Соединение из пар III'_2 и V_3 интересно тем, что оно передает одни моменты без передачи сил;

$4 = 2 + 2$ — две цилиндрические пары IV_2 (табл. 1.4, II_c);

$4 = 2 + 1 + 1$ — одна цилиндрическая IV_2 и две пары V_2 (табл. 1.4, $II_б$, или $II_д$);
 $4 = 1 + 1 + 1 + 1$ — четыре вращательные пары V_2 (табл. 1.4, $II_а$).

Соединения третьего класса (подвижность равна трем) можно получить путем различных комбинаций чисел 2 и 1, когда их сумма равна трем, т. е.:

$3 = 2 + 1$ — пары одна цилиндрическая IV_2 и одна поступательная V_3 (табл. 1.4, $III_б$);

пары одна цилиндрическая IV_2 и одна вращательная V_2 (табл. 1.4, $III_а$);

пары одна IV_3 и одна поступательная V_3 (рис. 1.5, $д$);

$3 = 1 + 1 + 1$ — три вращательные V_2 (табл. 1.4, $III_а$);

две вращательные V_2 и одна поступательная V_3 (табл. 1.4, $III_б$);

одна вращательная V_2 и две поступательные V_3 (табл. 1.4, $III_в$);

три поступательные пары V_3 (табл. 1.4, $III_г$).

Соединения четвертого класса (подвижность 2) могут быть следующими:

$2 = 1 + 1$ — две вращательные пары V_2 с перпендикулярными осями (табл. 1.4, $IV_а$);

две вращательные пары V_2 с параллельными осями (табл. 1.4, $IV_б$);

одна вращательная пара V_2 и одна поступательная с перпендикулярными осями (табл. 1.4, $IV_в$);

одна вращательная пара V_2 и одна поступательная с параллельными осями (табл. 1.4, $IV_г$);

две поступательные пары (табл. 1.4, $IV_д$).

При оформлении кинематических соединений оси взаимно перпендикулярных вращательных пар должны пересекаться в одной точке. Кроме того, необходимо, чтобы середины этих пар совпадали с точкой пересечения осей. Для этого одну из пар приходится выполнять из двух частей. Это обеспечивает равномерность контактного напряжения в парах по их длине. Последнее условие особенно важно выполнить, если соединение передает большие силы по сравнению с моментами.

При двух вращательных парах со взаимно перпендикулярными осями получается устройство, аналогичное карданному шарниру.

Сложнее получается схема, когда в одной точке пересекаются оси трех пар (табл. 1.4, схемы $II_г$ и $III_а$). Однако, если вращательная пара передает только осевые усилия и не передает радиальные, то ее можно располагать и консольно ($I_б$, $I_г$, $I_д$, $II_д$). Такая схема проще.

1.9. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ В ЭЛЕКТРОВОЗАХ

В механизмах ходовой части электровоза действуют очень большие силы 10—15 тс, а в некоторых местах 30 тс и больше. Применение высших пар в электровозах невозможно. Поэтому в них широко применяют кинематические соединения.

Кинематическое соединение с одним условием связи (пять подвижностей) применяют на пассажирском электровозе ЧС-2 для передачи тягового усилия от тележки к кузову (шкворневой узел). Продольный разрез¹ его показан на рис. 1.6.

Вертикальная подвижность нужна для устранения избыточных связей, так как шкворень веса кузова не передает. Поперечная подвижность нужна для уменьшения воздействия на путь (для работы люльчатого устройства). Продольной подвижности нет, так как в этом направлении передается тяговое усилие. Подвижность вокруг вертикальной оси нужна для поворота тележки; подвижность вокруг поперечной оси — для правильного распределения нагрузки между осями (колесами); подвижность вокруг продольной оси — для устранения избыточных связей.

С кузовом неподвижно соединен шкворень, который образует пары IV_2 с промежуточной деталью — шаром. Шар образует пару III_2 со следующим звеном —

¹ В дальнейшем продольным направлением будем считать направление вдоль пути, а поперечным — поперек.

гнездом, составленным из двух половин, соединенных неподвижно болтами. Гнездо образует поступательную пару V_3 с коробкой в тележке. Шар имеет местную подвижность (безвредную) — вращение вокруг вертикальной оси.

Поэтому общая подвижность равна $2 + 3 + 1 - 1 = 5$, что и требуется.

Аналогичное соединение применяется на электровозах серии К, ВЛ80 и ВЛ10.

В современных электровозах вес кузова передается на тележки через боковые опоры (скользун), которые представляют собой кинематические соединения тоже с одним условием связи.

Боковая опора электровоза ЧС-2 показана на рис. 1.7. Она представляет соединение шаровой III'_2 и плоскостной III'_2 пар. Промежуточное звено имеет местную подвижность (безвредную) — вращение вокруг вертикальной оси в пределах упоров.

Подвижность соединения равна $3 + 3 - 1 = 5$.

Боковая опора электровоза Ф показана на рис. 1.8. Аналогично устроена боковая опора электровоза ВЛ60^к. Здесь применены две шаровые пары III'_2 . Имеется безвредная местная подвижность — вращение стержня вокруг своей оси. Пружину, показанную на рисунке, не рассматриваем, так как не занимаемся вопросами колебаний. Имеются недостатки боковой опоры электровоза серии Ф — кузов находится в неустойчивом равновесии, поэтому пришлось поставить возвращающие пружины. Эта опора при повороте тележки почти не имеет трения, поэтому возникает наклонность к вилянию.

Кинематические соединения первого класса применяют для соединения тележек электровозов ЧС-2 и К. Их назначение — передавать только вертикальные силы, что необходимо для правильного распределения нагрузки между осями (колесами).

Соединение тележек электровоза ЧС-2 показано в плане на рис. 1.9. Здесь применены цилиндрическая IV_2 , шаровая III'_2 и цилиндрическая IV_2 пары. При поперечном перемещении одной тележки относительно другой преодолевается усилие возвращающих пружин, но на подвижность это не влияет. В соединении есть две местные безвредные подвижности — вращение шара вокруг продольной оси и гнезда вокруг поперечной.

Подвижность соединения равна $2 + 3 + 2 - 2 = 5$.

Кинематические соединения второго класса применяют для сочленения тележек электровозов ВЛ8 и ВЛ23 (рис. 1.10). Это соединение состоит из цилиндрической IV_2 и

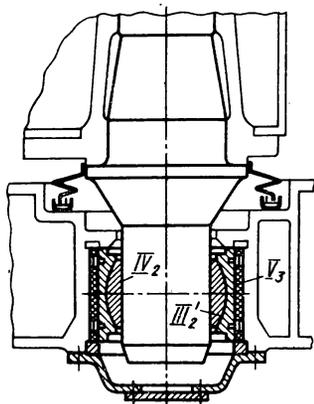


Рис. 1.6. Кинематическое соединение первого класса — шкворень электровоза ЧС-2

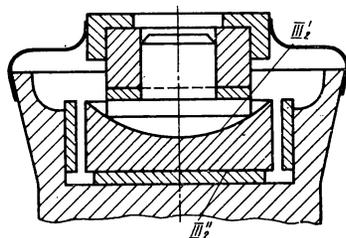


Рис. 1.7. Кинематическое соединение первого класса — скользун электровоза ЧС-2

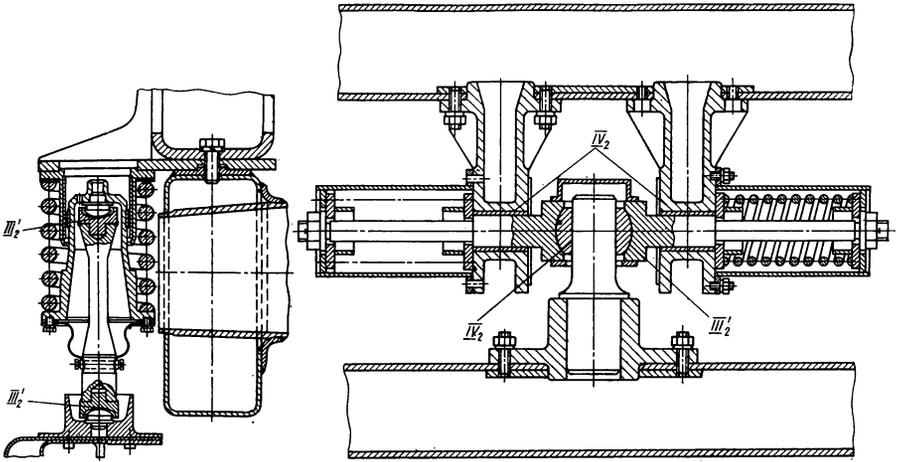


Рис. 1.8. Кинематическое соединение первого класса — боковая опора электровоза Ф

Рис. 1.9. Кинематическое соединение первого класса — сочленение тележек электровоза ЧС-2

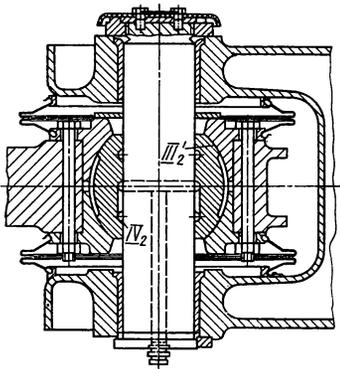
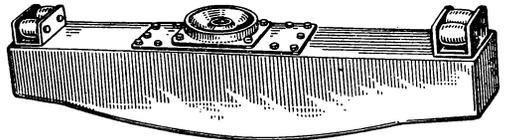


Рис. 1.10. Кинематическое соединение второго класса — сочленение тележек электровоза ВЛ8

Рис. 1.11. Наддресорный брус моторного вагона С^Д (видны элементы кинематического соединения четвертого класса)



шаровой III_2 пар и имеет одну местную безвредную подвижность — вращение шара. Подвижность его равна $2 + 3 - 1 = 4$. Оно ограничивает продольное (передает тяговое усилие) и поперечное перемещения одной тележки относительно другой.

Последняя связь является избыточной и ухудшает воздействие на путь. Поэтому ВЛ8 снят с производства, а на имеющихся машинах ограничена скорость.

Кинематические соединения третьего класса в подвижном составе не применяются, так как три условия связи хорошо обеспечиваются нижними парами — шаровой III_2 и плоскостной III_2' .

Кинематические пары четвертого класса — шаровая со штифтом IV_3 и цепная IV_4 — являются высшими и очень неконструктивными парами, поэтому для подвижного состава они непригодны. Приходится заменять их параллельным соединением кинематических пар.

Такое соединение наддресорного бруса с кузовом вагона С^Д показано на рис. 1.11. Оно состоит из шаровой пары III_2 на шкворне (три условия связи) и че-

тырех выпуклых роликов (по одному условию связи). Вес кузова передается на шаровую пару. Чтобы избежать избыточных связей, между роликами и кузовом установлен зазор 2–6 мм.

Если работает один ролик, избыточных связей не будет ($3 + 1 = 4$).

В кранах встречается конструкция с двумя боковыми роликами большого диаметра. Если на них передать вертикальную нагрузку, то получим конструкцию без избыточных связей. Малое трение в ней для кранов не страшно, так как из-за малых скоростей опасность влияния отсутствует.

1.10. ВОЗМОЖНЫЕ ОШИБКИ ПРИ ВЫБОРЕ СТРУКТУРНЫХ СХЕМ МЕХАНИЗМОВ

При проектировании схемы механизма возможны три основные ошибки.

Первая ошибка заключается в потере подвижности механизма. Возможность такой ошибки и способы ее устранения хорошо известны конструкторам. Кроме того, первая ошибка не связана с устранением избыточных связей, поэтому ее здесь не рассматриваем.

Вторая ошибка связана с возникновением лишней подвижности. При этом нарушается определенность движения и механизм перестает работать. Возникнуть она может при неправильном устранении избыточных связей: путем уменьшения классов кинематических пар или введения дополнительных пар. Может случиться, что будут устранены не те связи, которые требуется устранить. Тогда останутся избыточные связи и возникнут лишние подвижности, которые могут оказаться вредными. Дело осложняется тем, что из всех структурных формул нельзя найти величины избыточных связей и подвижностей в отдельности, а можно только определить их разность.

Для примера рассмотрим ферму (рис. 1.12, а), описанную И. М. Рабиновичем, в которой нет избыточных связей и лишних подвижностей, что можно проверить по формулам А. П. Малышева или О. Г. Озола для плоской схемы. Если же переставить одно звено (рис. 1.12, б), то при том же числе звеньев ($n = 14$) и шарниров ($p_{II} = 21$) в правой половине появится вредная подвижность $w_{II} = 1$, а в левой — избыточная связь $q_{II} = 1$, что и подтверждает формула (1.5), т. е. $1 = 1 - 3 \cdot 14 + 2 \cdot 21$. Отсюда вытекает первый прием выявления таких дефектов.

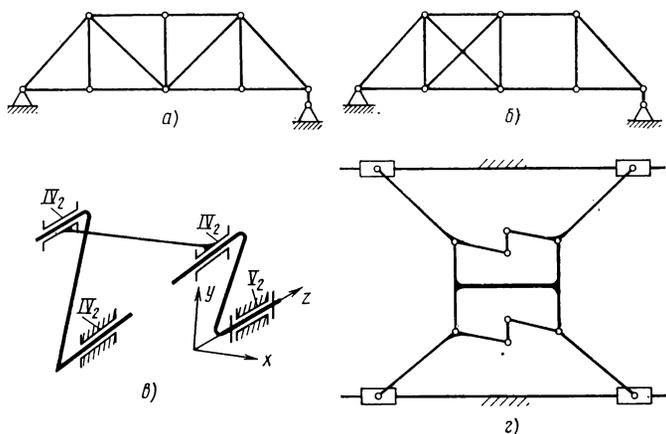


Рис. 1.12. Неправильные схемы плоских механизмов с вредными местными подвижностями и избыточными связями

Механизм следует рассматривать частями (в данном случае отдельно правую и левую половины) и выявлять в них подвижности и избыточные связи.

В другом примере кривошипно-коромысловый механизм (рис. 1.12, в) включает одну вращательную пару V_2 и три цилиндрические IV_2 . Однако такой механизм неработоспособен. Коромысло и шатун имеют подвижность вдоль оси и могут свалиться во время работы. Поэтому подвижность механизма состоит из основной подвижности и местных подвижностей шатуна и коромысла в осевом направлении, т. е. $w = 3$. По формуле (1.1) найдем $q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 1 + 4 \cdot 3 = 2$.

В некоторых случаях дефекты структуры можно обнаружить только при рассмотрении механизма в целом. Для примера на рис. 1.12, г показана неправильная плоская схема строительного крана на четырех тележках (условно показаны в виде ползунов). Здесь каждая пара ног крана может поворачиваться на равные углы в противоположном направлении, что обеспечивают соединяющие их шарнирные механизмы. Вследствие этого кран (изображен в виде двутавра) может перемещаться поперек рельсов, это перемещение является вредной, лишней подвижностью.

Шарнирные механизмы позволяют крану перемещаться относительно рельсов только поступательно, а при непараллельности рельсов возникает натяг. Исправить эту схему можно соединением с помощью шарнирных механизмов ног тележек, опирающихся на разные рельсы.

Неправильная схема пантографа (токоприемника электровоза) показана на рис. 1.13. Здесь имеется лишняя подвижность (местная групповая) — валится верхняя рама. В этом механизме нет избыточных связей ($q = 0$). Поэтому лишнюю подвижность можно найти и по структурной формуле (1.1). В механизме на рис. 1.13 подвижность $w = 8$ (подъем, шесть вращений шатунов вокруг своих осей, один наклон верхних рам). Подставляя подвижности в (1.1), получим $q = 8 - 6 \cdot 8 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 10 = 0$.

Выявить лишнюю подвижность можно путем рассмотрения сборки механизма: это следует делать по частям. Сначала рассмотрим механизм нижних рам с соединительной тягой. Последнюю ставят на место без натяга. При этом остается местная подвижность — вращение ее вокруг своей оси, которая безвредна. Кроме того, имеется основная подвижность — подъем пантографа.

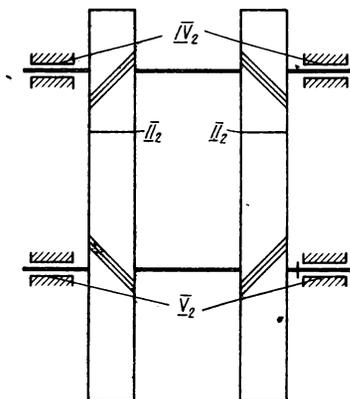
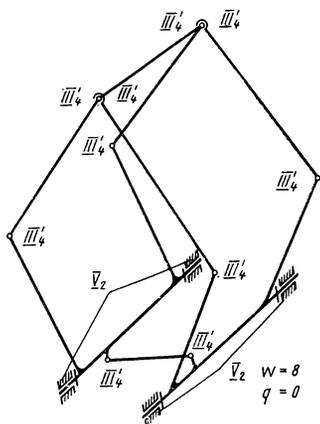


Рис. 1.13. Неправильная схема механизма токоприемника с вредной групповой подвижностью

Рис. 1.14. Двусторонняя косозубая цилиндрическая передача

Схема последовательности работ при проектировании самоустанавливающихся механизмов

При сборке верхних рам во время постановки горизонтальной тяги сближения можно достичь поворотом как правой, так и левой пар этих рам. В верхних рамах имеется лишняя подвижность, которая делает механизм неработоспособным. Исправить это можно постановкой диагональной тяги у одной из верхних рам. Групповая подвижность в грузоподъемных устройствах особенно опасна, так как она может привести к падению груза. Известен случай падения железной дымовой трубы при ее подъеме. Причиной не мог быть обрыв троса, так как его нагрузка максимальна при нижнем положении трубы, а авария произошла в конце ее подъема. Поэтому особое внимание следует обращать на выявление и устранение групповой подвижности.

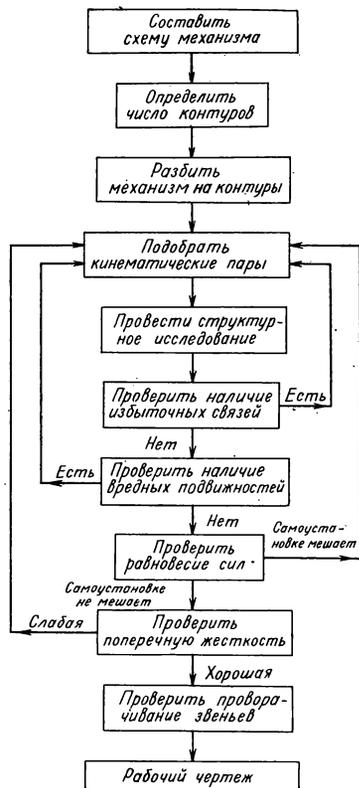
Третья ошибка при конструировании схемы механизма может заключаться в отсутствии самоустанавливаемости механизма вследствие трения. Рассмотрим это на примере двусторонней зубчатой передачи с косым зубом (рис. 1.14). Здесь самоустанавливаемость достигается осевым перемещением одного из валов, в подшипниках которого предусмотрен соответствующий зазор.

При неравномерном распределении нагрузок, вызванном неправильным креплением одного из колес в осевом или окружном направлении, механизм самоустанавливается в первые обороты за счет винтового движения колеса, установленного с осевым зазором. Это происходит даже при условии, если угол спирали меньше угла трения, так как сила трения здесь действует в плоскости, перпендикулярной к оси вращения, и не влияет на осевые силы.

Если же неравномерность сил вызывается перекосом одного из колес, то колесо с осевой подвижностью все время скользит вдоль оси с периодом, равным одному обороту перекошенного колеса, и трение влияет на силы — при малых углах спирали зуба самоустанавливаемости не будет. Здесь опять четко выявляются два случая самоустанавливаемости: в начале движения, которую будем называть одинарной (силы трения не влияют), и в процессе всего движения машины, которую будем называть непрерывной (когда силы трения необходимо учитывать). Теория влияния трения на самоустанавливаемость дана в разд. 1.12 — 1.16.

Если избыточные связи отсутствуют, то допуски на размеры звеньев могут быть значительно увеличены, что вызовет искажение закона движения ведомого звена. Обычно это искажение практического значения не имеет, например, когда поршень компрессора двигается по не совсем гармоническому закону. Однако в некоторых случаях искажение закона движения может повлиять на работу механизма. Проверить степень влияния искажения можно расчетом [20].

Рекомендуемый порядок работы при проектировании самоустанавливающихся механизмов (без избыточных связей) хорошо иллюстрируется схемой (см. выше), предложенной Я. Я. Гайпелем.



1.11. НОВЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ И ПОДВИЖНОСТЕЙ МЕХАНИЗМОВ

При конструировании рациональных механизмов надо уметь определить в заданном механизме (т. е. при известных кинематических парах и их расположении), где и какие имеются подвижности и избыточные связи.

Структурная формула А. П. Малышева или равноценная ей формула О. Г. Озола дает одну зависимость между структурными параметрами механизма, а их много. Поэтому однозначного решения о выборе параметров механизма она не дает. Ответ на этот вопрос дает исследование подвижностей в контуре механизма, которое приводится ниже [36].

В настоящее время контуры в механизмах использовали О. Г. Озол и Н. Е. Шамайденко [49].

Из формулы (1.2) найдем $f = 6k + w - q$, где q — избыточные связи; w — подвижность, включая и местную; $k = p - n$ — число независимых контуров; f — сумма подвижностей.

Чтобы решить это уравнение, разложим сумму подвижностей кинематических пар f по осям координат. Так как f представляет арифметическую сумму подвижностей, то и в разложение войдет арифметическая сумма:

$$f = f'_x + f'_y + f'_z + f''_x + f''_y + f''_z, \quad (1.26)$$

где f'_x — сумма линейных подвижностей по оси x ; f''_x — сумма угловых подвижностей вокруг оси x и т. д.

Большое удобство этой зависимости состоит в возможности пользоваться различными системами координат. Можно применять как прямоугольную, так и косоугольную систему координат, конечно, нельзя только располагать все три оси в одной плоскости, так как тогда не будет учтена подвижность в направлении, перпендикулярном к этой плоскости. Для линейных и угловых подвижностей можно брать одинаковые или различные оси координат, а подвижность рассматривать под углом к данной оси координат, но обязательно отличным от 90° , чтобы она давала результирующую по этой оси координат.

Для одноконтурного механизма наличие всех трех угловых подвижностей является необходимым условием, чтобы контур сомкнулся без натяга, т. е. $f''_x \geq 1$; $f''_y \geq 1$; $f''_z \geq 1$.

Отсутствие хотя бы одной из этих подвижностей будет означать натяг и избыточную связь.

Для линейных подвижностей при избытке угловых подвижностей выполнение аналогичного условия необязательно вследствие того, что линейное сближение при сборке может происходить не только за счет линейной подвижности кинематических пар, но и за счет поворота звеньев вокруг оси, перпендикулярной к направлению линейной подвижности (рис. 1.15). Поэтому линейную подвижность можно заменить угловой подвижностью около оси, перпендикулярной к направлению линейной подвижности, необходимо только проверить наличие звена, которое при этом повороте дало бы линейное перемещение в нужном направлении, а также чтобы эта возможность не нарушалась в некоторых положениях механизма, например, в мертвых точках. Для примера применим этот метод к четырехшарнирному механизму с шаровой парой III' в точке А (см. рис. 1.15 — левую сторону таблицы). Ось x направим вдоль шатуна АВ. Здесь линейные подвижности кинематических пар по всем трем осям координат равны нулю. По одной угловой подвижности вокруг оси x будут иметь шаровые пары в точках А и В. Они же будут иметь угловые подвижности вокруг оси y , т. е.

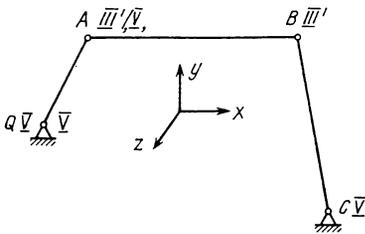


Рис. 1.15. Подвижности в контуре четырехшарнирного механизма

\overline{III}'	\overline{V}	\overline{V}
$f'_x = 0 \leftarrow BC$ $f'_y = 0 \leftarrow AB$ $f'_z = 0 \leftarrow AB$	$f''_x = 2 \rightarrow AB$ $f''_y = 2 \rightarrow AB$ $f''_z = 4 \rightarrow QABC$	$f''_x = 1 \rightarrow B$ $f''_y = 1 \rightarrow B$ $f''_z = 4 \rightarrow QABC$
q	q	q

их сумма будет равна двум. Угловые подвижности вокруг оси z будут иметь все четыре пары.

Кинематические пары, линейные подвижности которых вошли в таблицу, будем обозначать в левом столбце таблицы на рис. 1.15, а кинематические пары, у которых вошли угловые подвижности, — в правом столбце таблицы на этом рисунке.

Замену линейной подвижности угловой изображаем зигзагообразной стрелкой, идущей от угловой подвижности к линейной. На стрелке обозначаем звено, поворачиваемое при этой замене. Первой в этом обозначении пишем кинематическую пару, угловая подвижность которой идет на замену (предложила Е. Ю. Будыка). Это важно, чтобы одно и то же звено не использовать дважды путем поворота вокруг той же оси (можно поворачивать звено вокруг разных осей, например, звено AB на рис. 1.15 поворачивается вокруг осей y и z).

Рассмотрим, куда пойдут угловые подвижности.

Начнем с f''_z . Одна подвижность останется для замыкания контура, две пойдут на замену f'_x и f'_y , и одна останется как подвижность механизма. В таблице это распределение условно показано зигзагообразными стрелками: каждая стрелка означает единицу подвижности. Одна подвижность f''_y остается для замыкания контура, другая пойдет на замену f'_z , это вполне возможно, так как звено AB может повернуться вокруг оси y ; f''_x — одна подвижность останется для замыкания контура, другая пойдет на местную подвижность (вращение вокруг оси x) шатуна AB . Следовательно, при кинематических парах, изображенных на рис. 1.15, по числителю механизм будет иметь общую подвижность и местную (вращение шатуна вокруг своей оси) и не будет иметь избыточных связей.

Другую систему записи, «строчную», предложила Е. Ю. Будыка [40].

Для сравнения рассмотрим тот же механизм, но с вращательной парой в точке A (рис. 1.15 — середина таблицы); изменятся только угловые подвижности f''_x и f''_y , каждая из которых будет равна единице, так как имеется одна шаровая пара, а не две. Также будут равны нулю все три линейные подвижности. Также сохранится условие $f''_z = 4$ и распределение этих подвижностей. Здесь подвижность $f''_z = 0$ и заменить ее нечем, так как подвижности $f''_x = 1$ и $f''_y = 1$, то они пойдут на замыкание контура, и использовать их на замену линейной подвижности невозможно. Следовательно, подвижность вдоль оси z отсутствует, будет натяг и избыточная связь, что и показано стрелкой в таблице. Местной подвижности не будет, так как $f''_x = 1$ и нет избытка угловой подвижности. Следовательно, при кинема-

тических парах, изображенных на рис. 1.15, по знаменателю подвижность механизма будет равна единице, и будет одна избыточная связь — натяг вдоль оси z . Чтобы устранить ее, надо вместо вращательной пары в шарнире A поставить цилиндрическую четвертого класса.

Натяг вдоль оси z вызовет силовую нагрузку P в кинематической паре B и момент в паре A , а также в парах O и C . Если считать, что пара A состоит из двух подшипников, поставленных на расстоянии b , то нагрузка на каждый из этих подшипников за счет натяга P будет равна $P \frac{L_{AB}}{b}$, т. е. много больше P .

Следовательно, решающим фактором этой избыточной связи будет момент, а не сила. На схеме рис. 1.15 (правая сторона таблицы) недостающая линейная подвижность f_z^2 заменится угловой f_y' . При этом на замыкание контура не останется угловой подвижности f_y' и получится избыточная связь, вызывающая натяг в виде момента. Получается, что избыточная связь в контуре практически вызывает натяг только в виде момента. Это дало основание аспиранту В. Я. Акулову предложить такие избыточные связи называть контурными, а избыточные связи в группе контуров, которые могут вызывать силовые натяги, — групповыми. Такая классификация более целесообразна, чем классификация В. В. Добровольского, по которой избыточные связи делятся на родовые и индивидуальные и которая ничего не дает инженерам для оценки вреда, приносимого этими связями.

Предлагаемый метод можно применить и для двухконтурных механизмов. Если плавающим звеном является промежуточное, то можно рассматривать сразу оба контура. Число необходимых подвижностей по осям координат и вокруг этих осей тогда удваивается. Можно рассматривать каждый контур в отдельности, но тогда подвижности кинематических пар, входящих в оба контура, следует распределять между ними. Такую подвижность надо относить к тому контуру, где она устраняет натяг, а не к тому, где она остается в виде местной подвижности.

Рассмотрим одинарную зубчатую передачу с линейчатым контактом зубьев (II_2) и с одним из валов, опертым на цилиндрическую пару IV_2 (рис. 1.16). В этом случае удобно ось x направить по касательной к зубу, ось y — по нормали, ось z — вдоль оси вращения колес.

Линейные подвижности в этой передаче: по оси x — скольжение зубьев $f_x' = 1$, по оси y — нормаль к зубу $f_y' = 0$, по оси z — осевое скольжение зубьев и осевая подвижность пары IV_2 $f_z' = 2$. Угловая подвижность вокруг оси x $f_x'' = 0$, вокруг оси y — относительное вращение вокруг нормали $f_y'' = 1$ и вокруг оси z — во всех трех кинематических парах $f_z'' = 3$.

Распределение подвижностей следующее: f_x' — на замыкание контура; f_z' — на замыкание контура и на местную подвижность механизма — вредную; $f_x'' = 0$ вызовет избыточную связь — неравномерное распределение нагрузки по длине зуба; $f_y'' = 1$ — на замыкание контура; $f_z'' = 3$ — на замыкание контура, на замену f_y' и на основную подвижность механизма.

Рассмотренный механизм неработоспособен, так как в нем подвижности те, которые нужны: в нем осталась осевая подвижность одного из валов (колеса разойдутся при работе) и избыточная связь, вызывающая неравномерное распределение нагрузки по длине зуба.

Предлагаемый метод можно применить и тогда, когда подвижность кинематической пары (линейная или угловая) располагается под углом к осям координат,

¹ При этом принято, что линейный контакт зубьев сохраняется. Это допустимо, так как приведенные подсчеты [34] показали, что даже при наибольших встречающихся непараллельностях осей зазоры по концам длины зуба много меньше деформаций зубьев.

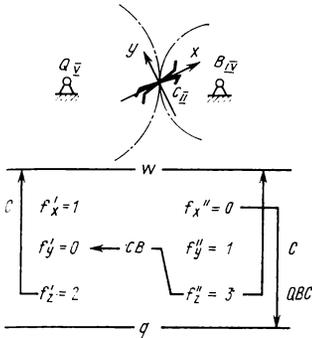


Рис. 1.16. Подвижности в контуре дил. дрической зубчатой передачи с вредной подвижностью

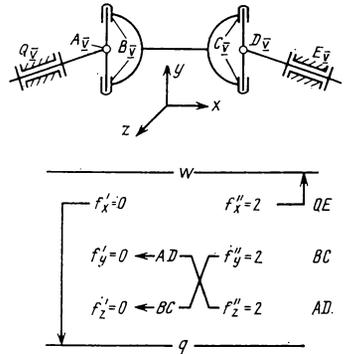


Рис. 1.17. Подвижности в контуре двойного карданного шарнира

чего не всегда можно избежать даже с помощью косоугольных осей координат. Тогда следует подвижности отнести к одной из этих осей — к той, где она может быть использована, и которая составляет с подвижностью небольшой угол. Это естественно, так как только по одной оси координат перемещение независимо, а по другой оно будет связано с тангенсом угла наклона. Здесь обстоит дело так же, как и в винтовой паре, у которой есть и линейное перемещение, и угловое, но независимое только одно, и потому ее считают одноподвижной.

Для примера рассмотрим механизм двойного кардана, но без шлицевого соединения (рис. 1.17). Ось x направим по оси промежуточного вала. Все шесть кинематических пар вращательные пятого колеса не имеют линейной подвижности, поэтому все три линейные подвижности f'_x, f'_y и f'_z равны нулю. Угловые подвижности ведущего и ведомого вала, на основании вышесказанного, отнесем к оси x , поэтому $f''_x = 2$. При подсчете угловых подвижностей вокруг осей y и z можно направить оси y и z параллельно осям шарниров карданов или рассмотреть механизм в положении, когда с плоскостью осей совпадают вилки карданов на промежуточном валу, или отнести подвижности в шарнирах карданов к одной из осей координат. Во всех случаях получим $f''_y = 2$ и $f''_z = 2$.

Подвижность вдоль оси x отсутствует ($f'_x = 0$). Заменить ее угловой подвижностью нельзя, так как в механизме нет звена, перпендикулярного к оси x , поворот которого дал бы соответствующее перемещение, и нет избытка угловых подвижностей. Поэтому получается избыточная связь, создающая натяг вдоль оси вала. Это и показано стрелкой в таблице к рис. 1.17.

Отсутствующие подвижности f'_y и f'_z заменяются угловыми подвижностями f''_y и f''_z , которые имеются в избытке, благодаря наличию промежуточного вала, перпендикулярного к осям y и z и который может сделать соответствующий поворот.

Вторая подвижность f''_x вокруг оси x останется как подвижность механизма.

Следовательно, двойной карданный шарнир при кинематических парах, показанных на рис. 1.17, имеет одну подвижность и одну избыточную связь, создающую натяг вдоль оси вала. Для ее устранения необходимо на валу поставить подвижное шлицевое соединение.

Метод подвижностей в контуре можно применить и к многоконтурным механизмам. Контуры целесообразно начинать рассматривать с основного механизма, а потом переходить к присоединенным группам. При рассмотрении подвижностей

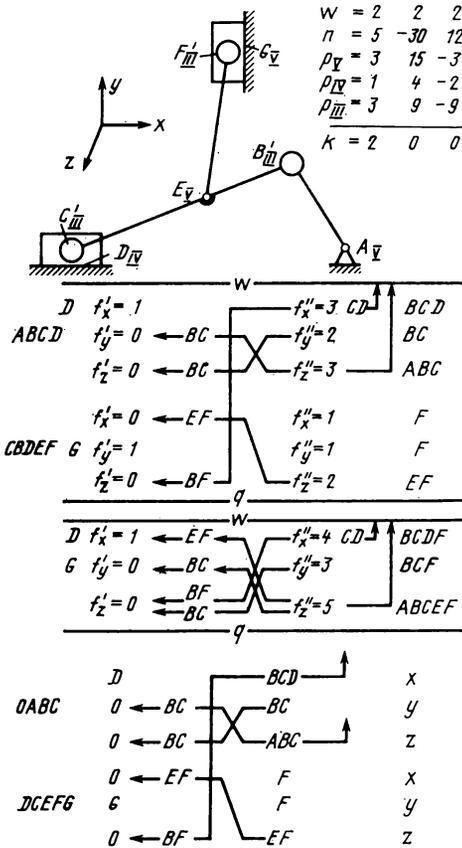


Рис. 1.18. Подвижности в двухконтурном механизме

первого контура можно отнести к нему подвижности всех пар, которые в него входят. Если в нем обнаружатся избыточные связи, то они останутся как избыточные связи в механизме, так как следующие контуры не помогут их устранить. Общая подвижность этого контура будет подвижностью механизма.

С местной подвижностью дело обстоит иначе: она зависит от того, к какому звену относится. Если местную подвижность имеет звено, входящее в следующий контур, то она войдет в число подвижностей этого контура и может служить для устранения в нем избыточных связей. Если местную подвижность имеет звено, не входящее в следующие контуры, то она останется местной подвижностью механизма. Поясним это на примере механизма с прицепным шатуном (рис. 1.18).

В правом верхнем углу дана таблица подсчета по структурным формулам; в среднем столбце — условия связи по формуле Мальшева, а в правом — подвижности по формуле Озола. Такими таблицами будем пользоваться и в дальнейшем.

Первый контур возьмем через

основной кривошип, шатун и горизонтальный ползун, второй — через вертикальный ползун, прицепной шатун и горизонтальный ползун. В первом контуре угловые подвижности f''_y и f''_z пойдут на замену линейных подвижностей f'_z и f'_y , и для замыкания контура. Оставшаяся угловая подвижность f''_z будет общей подвижностью механизма. Из трех угловых подвижностей f'_x одна пойдет на замыкание контура, другая — подвижность цилиндрического ползуна — останется в качестве местной подвижности механизма и третья — вращение шатуна вокруг своей оси — перейдет во второй контур и послужит для замены линейной подвижности f'_z . Во втором контуре одна угловая подвижность f''_z пойдет на замену линейной подвижности f'_x для замыкания контура.

Таким образом, переходя от контура к контуру, можно исследовать весь механизм.

В сложных механизмах, например планетарных, число контуров доходит до 12 и более. Поэтому важно упростить решение. Этого можно достичь тремя способами.

Первый способ. Два звена соединены несколькими кинематическими парами, включенными параллельно. Тогда складываются накладываемые ими условия связи. По сумме условий связи следует найти замещающую кинематическую

пару, конечно, учитывая возможность возникновения избыточных связей, которые следует определять. Тогда по формуле (1.3) уменьшится и число контуров.

Например, между колесной парой и рельсами можно рассматривать три точечные пары: два касания конических частей бандажа и касание реборд. А можно колесную пару с рельсами рассматривать как одну пару третьего класса. Тогда на каждую колесную пару число контуров уменьшится на 2. Этот прием применен в разд. 6.13.

Второй способ. Можно отдельно рассматривать блок из нескольких звеньев. Например, в планетарных механизмах удобно рассмотреть блок из солнечного колеса, венца, водила и соединяющих их сателлитов и найти в нем избыточные связи и подвижности. Тогда эти избыточные связи войдут в число избыточных связей механизма. А подвижности добавятся к числу подвижностей кинематических пар в оставшихся контурах. Число этих контуров уменьшится на число контуров, рассмотренных в блоке, и будет очень невелико. Такой прием в дальнейшем будет изложен в разд. 5.7.

Третий способ. Можно подвижности рассматривать сразу в нескольких контурах. Такой прием показан в средней таблице на рис. 1.18. Конечно, число подвижностей для замыкания контуров возрастет пропорционально числу этих контуров. Выявление местных подвижностей и избыточных связей при этом будет несколько труднее, чем при раздельном рассмотрении контуров (см. разд. 5.13).

Кроме того, можно упростить работу по распределению между контурами подвижностей тех пар, которые входят в несколько контуров. Вместо того, чтобы относить их к первому контуру и передавать оставшиеся подвижности следующим контурам, можно сразу распределить их между контурами. При этом следует исходить из условия: подвижность относить к тому контуру, где она устраняет избыточную связь, а не к тому, где она дает местную подвижность.

Схему подвижности в контурах можно значительно упростить (см. таблицу внизу на рис. 1.18). Учитывая, что в левом столбце записываются линейные подвижности вдоль заданных осей координат, а в правом угловые, целесообразно вместо чисел подвижности писать буквенные обозначения кинематических пар, дающих соответствующую подвижность. При этом каждая буква обозначает одну подвижность. Необходимость писать обозначения f'_x, f'_y и т. д. отпадает, достаточно справа записать название соответствующих осей координат (а при одной системе осей координат можно этого и не делать). Оставшиеся избыточные связи обозначать стрелками, направленными книзу, а подвижности — стрелками, направленными вверх (предложено Я. Я. Гайпелем). Тогда не нужны строки ω и q . На такой схеме легко обозначить кинематические пары, участвующие в рассматриваемой подвижности. В дальнейшем будем использовать оба метода изображения подвижностей.

В общей подвижности участвуют все кинематические пары, а в местной — обычно две. Из двух подвижностей этих пар одна идет на замыкание контура (на сборку), другая выходит из контура как местная подвижность. Разделять, какая подвижность куда пойдет бессмысленно, а может быть, и невозможно. На схеме целесообразно соединять их скобкой, от которой выводить стрелку, обозначающую местную подвижность. Такой комплекс означает одну местную подвижность и одну подвижность, использованную на замыкание контура (см. разд. 6.13). Местные подвижности в самоустанавливающихся механизмах получаются в случае, когда в одном из контуров есть лишние подвижности, кроме необходимых для общей подвижности и для устранения избыточных связей. Эти подвижности образуются вследствие увеличения подвижности кинематических пар или в результате добавления новых пар. Иногда добавляется одна кинематическая пара, но в местной подвижности их участвует не менее двух.

Если участвуют смежные кинематические пары, то обычно (но не всегда) местная подвижность безвредна. Если эти пары несмежные, то местная подвижность получается групповой и очень важно проверить, не будет ли она вредной. Если пары, участвующие в местной подвижности, прилегают к стойке, то обычно групповая подвижность получается вредной.

Вышесказанное важно учитывать, когда местная подвижность одного контура используется для устранения избыточных связей другого.

Независимое определение избыточных связей и подвижностей в механизме можно осуществить методом графов. Такой метод предложила и разработала Л. А. Павлова [26].

1.12. ВЛИЯНИЕ ТРЕНИЯ НА САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТЬ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМОВ

Необходимость учета влияния сил трения на самоустанавливаемость звеньев механизмов диктуется следующими соображениями:

силы трения могут устранить часть подвижностей кинематических пар механизма, который будучи выполненным по структурной схеме без избыточных связей, в действительности может оказаться статически неопределимым;

силы трения могут вызывать добавочные напряжения и деформации;

силы трения влияют на точность самоустанавливаемости звеньев, что иногда является решающим.

Условимся сопротивлением самоустанавливаемости называть силу (или момент), которая расходуется на добавочное движение, необходимое для самоустанавливаемости механизма. При непрерывной самоустанавливаемости оно ухудшает распределение сил в кинематических парах, что необходимо учитывать. При одиарной самоустанавливаемости его сопротивление действует только при первых оборотах и в дальнейшем на распределение сил не влияет.

Многие механизмы имеют по несколько статически определимых структурных схем, в которых сопротивления самоустанавливаемости различны; их приходится учитывать для выбора наилучшей структурной схемы;

величины сопротивлений самоустанавливаемости могут иметь решающее значение при выборе конструкций кинематических пар.

Для того чтобы можно было оценить величину сопротивлений самоустанавливаемости звеньев конкретных механизмов, рассчитаем эти сопротивления для наиболее широко распространенных в практике конструирования кинематических пар машин с несколькими подвижностями в зависимости от соотношения скоростей основного относительного движения звеньев и скоростей их самоустанавливаемости. Приведенные ниже формулы пригодны для случаев полужидкостного, полусухого и сухого трения. Однако во многих механизмах скорости относительного движения звеньев пар сравнительно невелики, а реакции в парах значительны и часто переменны по величине и направлению: В таких условиях элементы даже кинематических пар с поверхностным контактом звеньев работают в режиме полужидкостного или полусухого трения. В тех же условиях работают элементы кинематических пар всех механизмов в момент пуска, когда условия самоустанавливаемости их звеньев очень тяжелые. Наконец, в настоящее время для изготовления трущихся элементов пар широко внедряют новые синтетические материалы, обеспечивающие нормальную работу механизмов при слабой смазке или вообще без нее.

В приводимой в разд. 1.13–1.15 теории не учтена зависимость коэффициента трения от скорости и удельного давления. Поэтому при строгом подходе она пригодна только для случая полусухого трения. Однако практически скорость самоустанавливаемости незначительна по сравнению со скоростью скольжения в

кинематической пары. Следовательно, самоустанавливаемость не может существенно изменить режим работы пары, т. е. коэффициент трения, и приводимую теорию приближенно можно применить ко всем видам трения.

1.13. СОПРОТИВЛЕНИЕ САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПАРЫ

Цилиндрическая пара имеет две подвижности: поступательную — вдоль оси пары со скоростью v_n и вращательную — вокруг этой оси с угловой скоростью ω . Тогда полная скорость относительного скольжения контактирующих элементов пары $v = \sqrt{(\omega R)^2 + (v_n)^2}$,

$$(1.27)$$

где R — номинальный радиус шипа.

На отдельных участках контакта элементов пары векторы элементарных сил трения dF направлены противоположно вектору v . При этих условиях можно определить силу сопротивления поступательному и вращательному относительным движениям звеньев.

Для случая неприработавшейся пары с зазором, когда контакт звеньев можно считать линейным, полная сила трения $F = Qf / \sqrt{1 + f^2}$, где Q — нагрузка на шип; f — коэффициент трения шипа и вкладыша.

При $f = 0,2$ $\sqrt{1 + f^2} = 1,02$. Поэтому здесь и в дальнейшем пренебрегаем величиной f^2 .

Тогда сила сопротивления поступательному движению:

$$F_n = Qf \frac{v_n}{\sqrt{\omega^2 R^2 + v_n^2}}, \quad (1.28)$$

а вращательному движению

$$F_n = Qf \frac{\omega R}{\sqrt{\omega^2 R^2 + v_n^2}}. \quad (1.29)$$

Для приработавшейся пары (считая износ вкладыша в направлении равнодействующей нормальных реакций величиной постоянной) обозначим угол обхвата шипа вкладышем через $2\varphi_0$. Тогда силы сопротивления поступательному движению и вращению, полученные интегрированием соответствующих уравнений, равны

$$F_n = Qf \frac{2 \sin \varphi_0}{\varphi_0 + \frac{1}{2} \sin 2\varphi_0} \frac{v_n}{\sqrt{\omega^2 R^2 + v_n^2}}; \quad (1.30)$$

$$F_n = Qf \frac{2 \sin \varphi_0}{\varphi_0 + \frac{1}{2} \sin 2\varphi_0} \frac{\omega R}{\sqrt{\omega^2 R^2 + v_n^2}}. \quad (1.31)$$

При $2\varphi_0 = \pi$

$$F_n = Qf \frac{4 v_n}{\pi \sqrt{\omega^2 R^2 + v_n^2}}; \quad (1.32)$$

$$F_n = Qf \frac{4 \omega R}{\pi \sqrt{\omega^2 R^2 + v_n^2}}. \quad (1.33)$$

Цилиндрическая пара в статически определимых механизмах может выполнять функций вращательной или поступательной пар. Основным движением является

относительное вращательное или поступательное движение звеньев, а движением самоустановки — соответственно поступательное движение или вращение.

Если звенья этой пары самоустанавливаются в результате поступательного движения, то сила сопротивления самоустанавливаемости от сил трения равна соответствующей составляющей силы трения: $F_c = F_n$.

Если движением самоустанавливаемости является вращение, то момент сопротивления сил трения $M_c = F_n R$.

Заметим, что приведенные здесь выражения (1.28) — (1.33) являются наиболее общими для сил трения в цилиндрической паре. Из них при подстановке $v_n = 0$ или $\omega = 0$ можно получить известные формулы для трения в цилиндрической вращательной или поступательной паре.

1.14. СОПРОТИВЛЕНИЕ САМОУСТАНОВЛИВАЕМОСТИ ПЛОСКОСТНОЙ ПАРЫ

Случай первый. Основное относительное движение звеньев — поступательное со скоростью v_0 , движение самоустанавливаемости — поступательное со скоростью v_c , перпендикулярное к основному (рис. 1.19, а). При равномерном распределении давлений на поверхности контакта ползуна и неподвижной плоскости можно считать равнодействующую сил трения F приложенной в центре O ползуна. Тогда из подобия заштрихованных треугольников находим, что сила сопротивления движению самоустанавливаемости ползуна

$$F_c = Nf \frac{v_c}{\sqrt{v_0^2 + v_c^2}}, \quad (1.34)$$

где N — нормальная нагрузка на ползун.

Случай второй. Основное движение звеньев — поступательное со скоростью v_0 ; движение самоустанавливаемости — вращение вокруг геометрического центра ползуна O с угловой скоростью ω_c . В этом случае момент сопротивления самоустан-

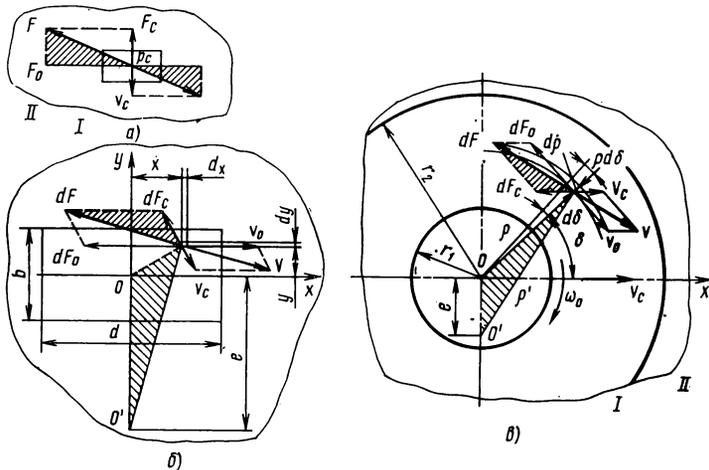


Рис. 1.19. Силы трения и скорости в плоскостной паре:
 а — при линейной самоустанавливаемости прямолинейно движущейся плоскостной пары;
 б — при угловой самоустанавливаемости прямолинейно движущейся плоскостной пары; в — при линейной самоустанавливаемости вращающейся плоскостной пары

навливаемости M_c равен сумме всех элементарных моментов dM_c сил dF_c , действующих на элементарных площадках $ds = dx dy$ в направлениях, противоположных окружным скоростям самоустанавливания этих площадок (рис. 1.19, б), т. е. $M_c = \iint_s dM_c$.

Обозначим: a и b — геометрические размеры рабочей поверхности ползуна; x и y — координаты элементарной площади контакта; $e = \frac{v_0}{\omega_c}$ — расстояние мгновенного центра вращения O' ползуна от его геометрического центра O .

Определив из подобия заштрихованных треугольников

$$dF_c = dF \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{\sqrt{(y+e)^2 + x^2}} \text{ и } dM_c = dF_c \sqrt{x^2 + y^2},$$

получим

$$M_c = \frac{Nf}{ab} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \frac{x^2 + y^2}{\sqrt{x^2 + (y+e)^2}} dx dy. \quad (1.35)$$

Выражение (1.35) позволяет определить момент M_c сопротивления самоустанавливаемости ползуна для случая равномерного распределения нормальных удельных давлений по всей поверхности контакта ползуна и опорной плоскости. Для других законов распределения этих давлений можно составить аналогичные выражения.

Интеграл, вошедший в эту формулу, нельзя выразить в элементарных функциях. Для малых значений ω_c приближенно можно считать, что

$$\sqrt{x^2 + (y+e)^2} \approx y+e. \quad (1.36)$$

Тогда

$$M_c = \frac{Nf}{ab} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \frac{x^2 + y^2}{y+e} dx dy,$$

или

$$M_c = \frac{Nf}{ab} \left[\left(\frac{a^2}{12} + e^2 \right) \ln \frac{2e+b}{2e-b} - be \right]. \quad (1.37)$$

Случай третий. Основное движение — вращательное с угловой скоростью ω_0 ; движение самоустанавливаемости — поступательное со скоростью v_c .

Обозначим: dF — полная сила трения на элементарной площадке; $e = \frac{v_c}{\omega_0}$ — расстояние между центром O основного вращения пяты и центром мгновенного вращения O' ; q — давление на поверхности пяты; ρ' — радиус мгновенного вращения элементарной площадки; ρ — радиус основного вращения элементарной площадки; δ — угловая координата площадки; r_1 и r_2 — соответственно внутренний и наружный радиусы кольцевой пяты.

В этом случае пару обычно выполняют в виде кольцевой пяты, опертой на плоскость. Сила F_c сопротивления самоустанавливаемости пяты равна сумме всех

элементарных сил dF_c , действующих на элементарных площадках $dS = \rho d\rho d\delta$ в направлениях, противоположных скорости самоустанавливания (рис. 1.19, в):

$$F_c = \int_s dF_c.$$

Из подобия заштрихованных треугольников следует

$$dF_c = dF \frac{e}{\rho'}.$$

$$\text{Но } dF = qf ds = qf \rho d\rho d\delta \text{ и } dF_c = qfe \frac{\rho}{\rho'} d\rho d\delta.$$

и

$$dF_c = qfe \frac{\rho}{\rho'} d\rho d\delta.$$

В общем виде решение невозможно выразить в элементарных функциях. Однако для малых значений v_c приближенно можно принять $\rho' \approx \rho$.

Тогда

$$F_c = fe \int_s \int q d\rho d\delta. \quad (1.38)$$

В новой пяте нормальные давления, распределенные равномерно по всей поверхности контакта, можно найти из выражения

$$q = \frac{N}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}. \quad (1.39)$$

Для приработавшейся пяты

$$q = \frac{N}{\pi(r_2 - r_1)\rho}. \quad (1.40)$$

С учетом этих выражений для новой пяты сила самоустанавливаемости

$$F_c = \frac{Nfe}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} d\rho d\delta,$$

или

$$F_c = \frac{2Nfe}{r_2 + r_1} = \frac{2Nfv_c}{(r_2 + r_1)\omega_0}. \quad (1.41)$$

Для приработавшейся пяты

$$F_c = \frac{Nfe}{2\pi(r_2 - r_1)} \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \frac{d\rho d\delta}{\rho},$$

или

$$F_c = \frac{Nfe \ln \frac{r_2}{r_1}}{r_2 - r_1} = \frac{Nf \ln \frac{r_2}{r_1}}{r_2 - r_1} \frac{v_c}{\omega_0}. \quad (1.42)$$

1.15. СОПРОТИВЛЕНИЕ САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТИ ШАРОВОЙ ПАРЫ

Шаровая пара допускает три относительных вращения соединяемых ею звеньев. Поэтому основным относительным движением ее звеньев и движением самоустанавливаемости всегда будут вращения соответственно с угловыми скоростями ω_0 и ω_c , причем оси этих вращений обычно взаимно перпендикулярны.

Полная относительная угловая скорость $\omega = \sqrt{\omega_0^2 + \omega_c^2}$.

Так как вектор момента трения M противоположен вектору ω , то, разлагая его на направления векторов ω_0 и ω_c , получим

$$\frac{M_c}{M} = \frac{\omega_c}{\omega}$$

откуда

$$M_c = M \frac{\omega_c}{\sqrt{\omega_0^2 + \omega_c^2}}. \quad (1.43)$$

Момент трения M в шаровом шарнире нельзя выразить в элементарных функциях. Для решения этой задачи Н. Е. Шамайденко путем аппроксимации подобрал функции, которые дают достаточную для практики точность.

Если шаровой шарнир выполнен точнее третьего класса, т. е. с достаточно малым первоначальным зазором, то можно считать, что после приработки шип и

вкладыш контактируют по полусфере, центральный угол которой $\alpha = \frac{\pi}{2}$. Распределение давлений по поверхности сферы определяем из условия, что суммарный износ шипа и вкладыша в направлении равнодействующей нормальных реакций является постоянной величиной.

Тогда момент трения

$$M = \frac{8}{\pi(3 + \cos 2\gamma)} QRf, \quad (1.44)$$

где γ — угол между передаваемой силой и осью вращения.

Звенья приработавшегося шарового шарнира, выполненного не точнее третьего класса, будут контактировать по поверхности сферического сегмента, у которого центральный угол целесообразно принять 120° .

Тогда момент трения

$$M = \frac{5,62}{\pi(2,5 + \cos 2\gamma)} QRf. \quad (1.45)$$

Наиболее распространенными видами шарового шарнира являются шаровые пяты и цапфа. Задачу о трении в шаровом шарнире для этих частных случаев можно решить более точно. Шаровой шарнир работает как пята в том случае, когда угол между направлением действия нагрузки на шип и осью вращения шипа равен нулю.

Сферическую пята обычно выполняют в виде шайбы, при этом рабочей является поверхность сферического пояса с большим телесным углом α_0 и меньшим α_1 . Поэтому для приработавшейся пяты момент трения

$$M = \frac{QRf(\sin^2 \alpha_0 - \sin^2 \alpha_1)}{\alpha_0 - \alpha_1 + \frac{1}{2}(\sin 2\alpha_0 - \sin 2\alpha_1)} \quad (1.46)$$

В случае контакта шипа и вкладыша по полусфере с углами $\alpha_0 = \frac{\pi}{2}$ и $\alpha_1 = 0$

$$M = \frac{2}{\pi} QRf. \quad (1.47)$$

Если сферический шарнир работает как цапфа, то $\gamma = \frac{\pi}{2}$ и вкладыш чаще всего выполняют в виде сферического пояса с угловой шириной $2\alpha_0$ и углом обхвата шипа $2\varphi_0$. Тогда

$$M = \frac{2 \sin \varphi_0 \left(\alpha_0 + \frac{1}{2} \sin 2\alpha_0 \right) QRf}{\left(\varphi_0 + \frac{1}{2} \sin 2\varphi_0 \right) \sqrt{\left(\alpha_0 + \frac{1}{2} \sin 2\alpha_0 \right)^2 + (2f \sin \alpha_0)^2}}. \quad (1.48)$$

Для случая, когда $\varphi_0 = \frac{\pi}{2}$,

$$M = \frac{4 \left(\alpha_0 + \frac{1}{2} \sin 2\alpha_0 \right) QRf}{\pi \sqrt{\left(\alpha_0 + \frac{1}{2} \sin 2\alpha_0 \right)^2 + (2f \sin \alpha_0)^2}}. \quad (1.49)$$

Наконец, при контакте шипа и вкладыша по полусфере

$$M = \frac{4QfR}{\pi \sqrt{1 + \frac{16}{\pi^2} f^2}}. \quad (1.50)$$

1.16. СОПРОТИВЛЕНИЕ САМОУСТАНОВЛИВАЕМОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

При конструировании статически определяемых механизмов широко используют сферические шарико- и роликоподшипники, выполняющие в этих случаях роль шаровой пары. Перекатывание тел качения по кольцам нагруженного сферического подшипника качения сопровождается упругим и геометрическим проскальзываниями. Однако целый ряд экспериментально проверенных расчетов показывает, что при наличии уже незначительного геометрического проскальзывания упругим проскальзыванием можно пренебречь. Поскольку ось относительного вращения колец сферического подшипника при самоустанавливаемости обычно перпендикулярна оси их основного относительного движения (оси подшипника), то самоустанавливаемость колец возможна исключительно за счет их проскальзывания по телам качения. Поэтому определение сопротивления самоустанавливаемости сферических подшипников качения сводится к разложению полной силы трения скольжения колец по телам качения на направления геометрического проскальзывания при основном движении и проскальзывания при движении самоустанавливаемости.

Точно установить момент сопротивления расчетным путем невозможно. Даже приближенное определение его требует большого числа допущений и громоздких выкладок. Момент сопротивления самоустанавливаемости сферических шарико- и роликоподшипников можно определять по формуле

$$M_c = \frac{3QR_c f}{4} c \left[(2 + c^2) \ln \frac{1 + \sqrt{1 + c^2}}{c} \sqrt{1 + c^2} \right], \quad (1.51)$$

Для шарикоподшипников

$$c \approx 1050 \operatorname{tg} \varphi \sqrt[3]{\frac{d_{\text{ш}}^4 z^2}{Q^2 \cos \beta}}; \quad (1.52)$$

для роликоподшипников

$$c \approx 310 \frac{R_c^2 \operatorname{tg} \varphi}{R_c - d_p} \sqrt[3]{\frac{d_p z^2}{Q^2 \cos \beta}}; \quad (1.53)$$

где

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\omega_c}{\omega}; \quad (1.54)$$

R_c — радиус сферы сферического кольца подшипника, см; $d_{\text{ш}}$ и d_p — соответственно диаметры шарика и ролика, см; z — число шариков или роликов в одном ряду двухрядного подшипника; 2β — центральный угол развала двух рядов тел качения подшипника; Q — нагрузка на подшипник, кгс.

Формула (1.51) проверена экспериментально при исследовании шарикоподшипников 1506 и 1308 и роликоподшипников 3611. Опыты проводили на установке, позволяющей вращать наружное кольцо исследуемого подшипника с частотой вращения 250 об/мин при различных перекосах колец и нагрузках на подшипник. Момент самоустанавливаемости подшипника измеряли на его неподвижном внутреннем кольце с помощью динамометра системы Токаря. При исследованиях установлено, что во время работы подшипника в одних и тех же условиях момент M_c практически не зависит от рода смазки и степени износа подшипника. Экспериментальные значения момента M_c для этих подшипников как функции угла при различных нагрузках на подшипники показаны на рис. 1.20 сплошными линиями. Штриховыми линиями изображены кривые, рассчитанные по формуле (1.51). Коэффициент трения скольжения для шариковых подшипников принят равным 0,08, а для роликовых — 0,07, поскольку в последних большие скорости качения и меньшие давления, а следовательно, более благоприятные условия смазки. На участках, где угол φ находится в пределах 20–30°, теоретические значения M_c иногда отличаются на 25% от опытных значений. Очевидно, это происходит от

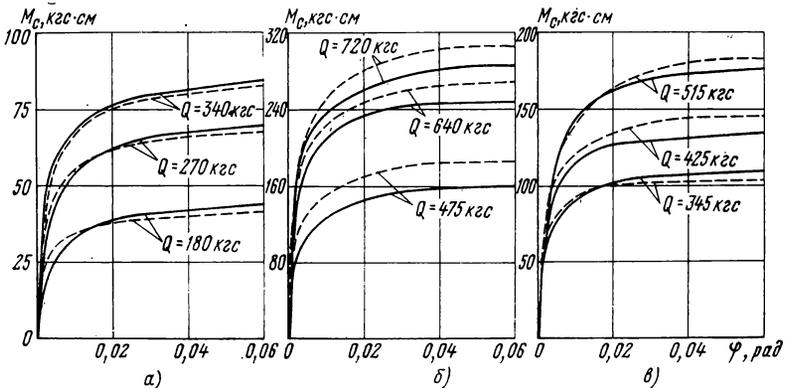


Рис. 1.20. Моменты самоустановки подшипников в зависимости от угла перекоса: а — для шарикового 1506; б — для роликового 3611; в — для шарикового 1308

того, что при малых углах перекосов на конечный результат существенное влияние оказывают неучтенные в теоретических расчетах упругие проскальзывания тел качения. При таких значениях углов перекосов сферические подшипники обычно не применяются, так как в данных условиях успешно работают и однорядные шарико-подшипники.

При дальнейшем увеличении угла φ разница между расчетными и опытными значениями M_c находится в пределах 15% от опытных значений M_c . Изменением коэффициента трения эту разницу можно сократить. Важно то, что расчетные и экспериментальные кривые весьма близки по своему характеру. Таким образом, предлагаемую здесь формулу вполне можно использовать для оценки момента самоустанавливаемости M_c различных сферических подшипников качения практически с такой же точностью, с какой обычно ведут все предварительные расчеты механизмов на трение.

Если основным относительным движением звеньев цилиндрической пары является вращение, то вместо нее в статически определимых механизмах можно использовать целый ряд роликоподшипников, допускающих в некоторых пределах осевое относительное перемещение колец. При работе таких подшипников в основном движении тела качения перекаатываются по кольцам, в то время как движение самоустанавливаемости соединяемых звеньев возможно только вследствие проскальзывания тел качения по кольцам.

Так как в цилиндрических роликоподшипниках тела качения имеют цилиндрическую форму, то геометрическое проскальзывание здесь отсутствует и качение сопровождается исключительно упругим проскальзыванием, которое, безусловно, влияет на силу сопротивления осевому относительному перемещению колец, т. е. на силу сопротивления их самоустанавливаемости. Однако теоретически учесть это влияние исключительно трудно, поскольку задача об упругом проскальзывании тел качения не решена в настоящее время полностью даже при условии отсутствия их бокового проскальзывания.

Для оценки сопротивления самоустанавливаемости колец цилиндрических роликоподшипников (геометрические параметры такого подшипника показаны на рис. 1.21) можно предложить эмпирические зависимости. При проскальзывании тел качения в осевом направлении по внутреннему кольцу подшипника сила сопротивления самоустанавливаемости

$$F_c = f \left\{ \left[0,92 + 0,37 \operatorname{arctg} \frac{140 v_c}{(D + 3d)(\omega_n - \omega_{\text{н}})} \right] Q - \frac{5 \lambda z (D - d)^2}{64} \right\}. \quad (1.55)$$

Если тела качения проскальзывают по наружному кольцу, то

$$F_c = f \left\{ \left[0,92 + 0,37 \operatorname{arctg} \frac{140 v_c}{(3D + d)(\omega_{\text{н}} - \omega_n)} \right] Q - \frac{5 \lambda z (D - d)^2}{46} \right\}, \quad (1.56)$$

где f — коэффициент трения скольжения тел качения по кольцам подшипника; D и d — соответственно наружный и внутренний диаметры подшипника; см; $\omega_{\text{н}}$ и ω_n — угловые скорости со-

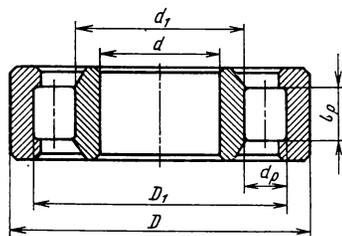


Рис. 1.21. Размеры подшипника с цилиндрическими роликами:

D_1 и d_1 — диаметры поверхностей качения соответственно наружного и внутреннего колец; d_p — диаметр ролика; l_p — длина ролика

ответственно наружного и внутреннего колец подшипника, c^{-1} ; v_c — скорость самоустановки, т. е. скорость относительно осевого перемещения колец, см/с; Q — нагрузка на подшипник, кгс; z — число роликов в подшипнике; λ — отношение длины ролика к его диаметру.

Подчеркнем, что эти формулы получены на базе экспериментального исследования сопротивления боковому скольжению перекатывающихся нагруженных катков, но на подшипниках в конечном виде экспериментально не проверены.

Исследование сопротивления боковому скольжению перекатывающихся нагруженных катков показывает, что скольжение в первую очередь зависит от отношения δ скорости скольжения к суммарной скорости качения катков, причем эта зависимость ярко выражена при $\delta < 0,05$. При $\delta > 0,05$ сила сопротивления боковому скольжению катков изменяется мало и приближается к силе трения скольжения между катками. Поэтому формулами (1.55) и (1.56) следует пользоваться только при достаточно малых скоростях самоустанавливаемости колец подшипника. В противном случае для оценки силы сопротивления самоустанавливаемости колец цилиндрических роликоподшипников можно пользоваться формулой

$$F_c = fP, \quad (1.57)$$

где $P \approx 1,46 Q$ — арифметическая сумма реакций, приложенных к роликам подшипника при $10 < z < 20$.

Следует также отметить, что при очень малых нагрузках на подшипники качения сила сопротивления самоустанавливаемости их колец в большой степени зависит от различных случайных факторов и весьма непостоянна. Поэтому формулами (1.51), (1.55) и (1.56) следует пользоваться только в случаях, когда нагрузка на подшипники составляет не менее 20% их номинальной нагрузки при данных числах оборотов.

1.17. ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Самоустанавливающиеся механизмы (без избыточных связей) вследствие больших преимуществ целесообразно применять для всех случаев практики.

Механизм без избыточных связей собирается без натягов даже при отклонении размеров звеньев от номинальных. Этот прием удобен для проектирования.

Избыточные связи можно определить по структурным формулам Малышева или Озола. Этот прием удобен для проверки выбранной структурной схемы.

Особо вредные избыточные связи можно выявить по структурным формулам для плоской или сферической схемы механизма. Этот прием удобен для очень сложных случаев, так как облегчает задачу разобраться в избыточных связях.

Избыточные связи и подвижности в механизме можно определять, рассматривая подвижности в контуре, которые удобно разложить по трем осям координат. Для замыкания каждого контура необходимо шесть подвижностей: три линейные и три угловые. Линейную подвижность может заменить угловая вокруг оси, перпендикулярной к линейной поверхности, если угловая подвижность имеется в избытке и если есть звено, поворотом которого достигается эта замена, т. е. звено, направленное по третьей оси координат или под небольшим углом к ней.

Отсутствие одной из подвижностей указывает на натяг и избыточную связь. Наличие двух подвижностей одного вида указывает на подвижности в механизме — общую или местную.

Если известные кинематические пары не удовлетворяют конструктора, можно применить кинематические соединения из пар, соединенных последовательно или параллельно.

При последовательном соединении складываются подвижности кинематических пар, но каждая пара передает полную нагрузку (силовую или моментную).

При параллельном соединении складываются условия связи, накладываемые

кинематическими парами. Нагрузка распределяется между парами, что облегчает их работу.

Объемная гидравлическая передача накладывает условие постоянства объема жидкости, заключенной в датчиках и приемниках, т. е. одно условие связи, следовательно, является кинематическим соединением первого класса.

Такое же кинематическое соединение первого класса дают и некоторые электрические устройства (сельсины).

Основной ошибкой при проектировании самоустанавливающихся механизмов является возникновение вредной подвижности.

Избыточная связь и вредная подвижность в структурной формуле компенсируют друг друга и могут остаться незамеченными.

Для раздельного определения подвижностей и избыточных связей можно применять метод подвижностей в контуре.

Трение может помешать самоустановке (самоторможение). Поэтому цилиндрическую пару для вращательного движения можно ставить только там, где имеется полный оборот. Для поступательного движения ее можно применять всегда.

2.1. РАЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Неподвижные соединения применяют для крепления машин на фундаменте, соединения отдельных агрегатов и крепления съемных деталей. Выполнение таких соединений без избыточных связей позволяет значительно снизить трудоемкость их изготовления. При неточностях изготовления затяжка болтов не вызывает деформаций деталей и соответствующих напряжений. Не будут возникать эти напряжения при просадке фундаментов и расширении звеньев от нагревания. Пригонка (если она требуется) у статически определимых соединений много проще, чем у статически неопределимых. На первых видно, где следует снять металл или установить прокладку. Ее необходимо подкладывать только в одном месте, при этом не надо следить за распределением нагрузки между несколькими опорами. Наконец, соединение можно сконструировать так, чтобы во время пригонки легко было точно выдержать требуемый размер (например, параллельность осей зубчатых колес).

Статически определимое неподвижное соединение должно накладывать шесть условий связи: устранять перемещения по трем осям координат и устранять вращения вокруг трех осей координат. Для шести условий связи в зависимости от их классов требуется от двух до шести кинематических пар, условия связи которых складываются.

Соединения из шести кинематических пар необходимо выполнять из пар первого класса. В качестве пары I_4 этого класса можно применять бобышки, на которые опирается соединяемое звено. Важно, чтобы размеры бобышки были незначительны в сравнении с размерами звена, но не было чрезмерных контактных напряжений. Кроме того, крепящие болты должны устанавливаться с достаточными зазорами, чтобы не накладывать лишних условий связи (на рисунках они не показаны).

Потребуется шесть ($6 = 1 + 1 + 1 + 1 + 1 + 1$) пар первого класса (рис. 2.1, а, б, в и г). На рисунке показано только одно звено соединения, другое звено условно изображено штриховыми линиями.

На рис. 2.1, а на каждой координатной плоскости поставлены две бобышки, которые устраняют перемещения по оси x (на плоскости yOz), вращения вокруг оси x (на плоскости xOy), перемещения по оси y (на плоскости xOz), вращения вокруг оси y (на плоскости yOz), перемещения по оси z (на плоскости xOy) и вращения вокруг оси z (на плоскости xOz).

Расположение бобышек может быть и иным. Необходимо только, чтобы они устраняли перемещения по трем осям координат и вращения вокруг этих осей. Можно на одной плоскости расположить три бобышки, на другой — две и на третьей — одну (рис. 2.1 б). Нельзя только на одной плоскости ставить больше трех бобышек, так как тогда получается статически неопределимая система — одна избыточная связь и одна подвижность, нарушающая неподвижное соединение. Соединение, изображенное на рис. 2.1, б, имеет меньшую высоту, чем соединение на рис. 2.1, а. В этом случае очень удобно выверять положение по оси x (одна бобышка), а менее удобно выверять угол установки вокруг осей x и y (они взаимосвя-

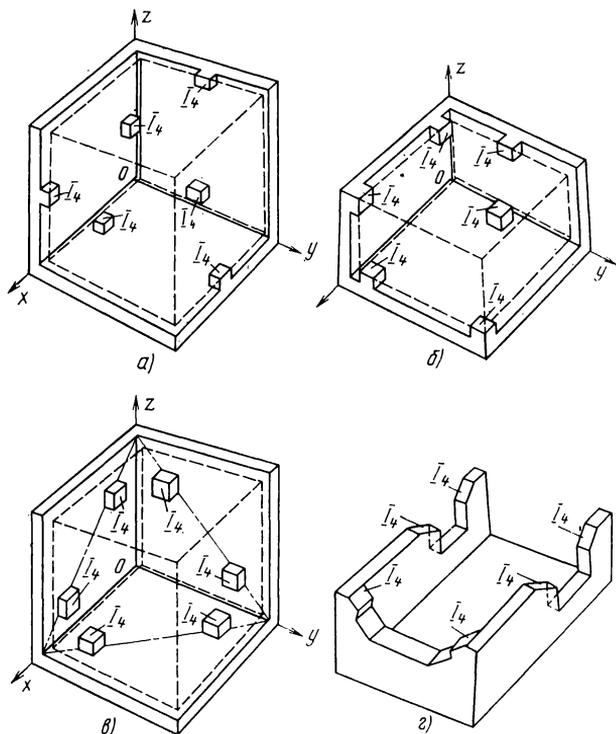


Рис. 2.1. Неподвижные соединения из шести пар первого (плоских)

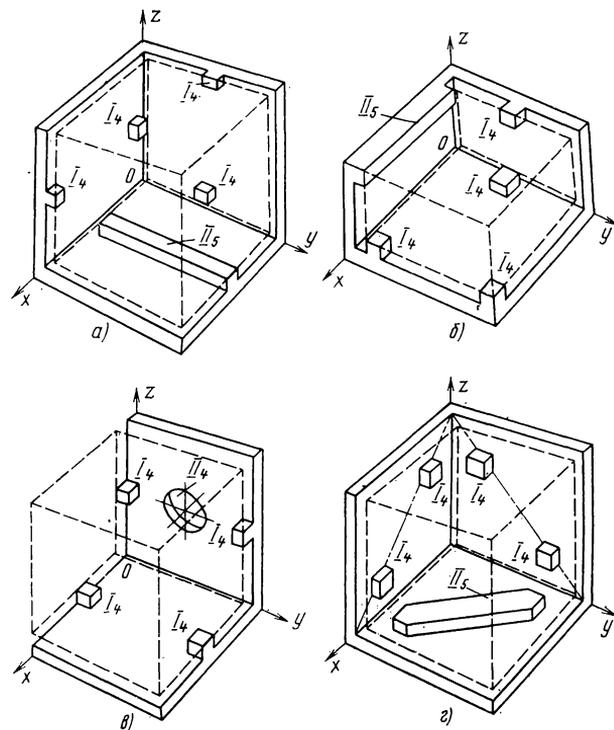


Рис. 2.2. Неподвижные соединения из пяти пар—одной второго класса и четырех первого

заны) и положение по оси z (три бобышки). На рис. 2.1, *a* линия, соединяющая пары I_4 , расположенные на каждой координатной плоскости, параллельна одной из осей координат, например, на плоскости $хоу$ эта линия параллельна $оу$. Такое расположение необязательно. Эта линия может проходить под углом к оси координат, например под углом 45° (рис. 2.1, *б*). Нельзя только, чтобы все три линии пересекались в одной точке (см. рис. 2.6, *a*), так как тогда получим избыточную связь и вредную вращательную подвижность.

Схема расположения пар I_4 может быть и иной, например пары можно расположить по углам прямоугольника (рис. 2.1, *з*): на двух углах по одной паре и на двух других по две. Такая схема хорошо komponуется с агрегатом прямоугольного габарита.

Всего получается четыре варианта соединений из шести пар. Соединения из шести пар первого класса можно рекомендовать особенно в тех случаях, когда требуется пригонка.

Соединения из пяти кинематических пар (рис. 2.2, *a, б, в, г*) можно получить, применив одну пару второго класса и четыре пары первого класса ($6 = 2 + 1 + 1 + 1 + 1$). В качестве пары второго класса можно применить линейчатую полосковую пару II_5 с соприкосновением звеньев по узкой прямой полоске (рис. 2.2, *a, б и г*). Эта полоска может быть параллельна одной из осей координат (рис. 2.2, *a и б*) или быть направлена под углом (рис. 2.2, *г*) к оси.

На каждой координатной плоскости могут располагаться по две пары первого класса (рис. 2.2, *a и г*) или на одной из них три (но не больше трех), а на другой одна пара первого класса (рис. 2.2, *б*).

Соединение, образованное из кольцевой пары II_4 с соприкосновением звеньев по узкой цилиндрической поверхности (рис. 2.2, *в*), можно рекомендовать для крупных машин (электродвигателей, центробежных насосов, вентиляторов) с редуктором. Крутящий (реактивный) момент передается от статора непосредственно бобышками на плоскости $хоу$ и не нагружает подшипниковые щиты. Положение оси машины по оси z и оси $у$ не регулируют. Горизонтальность оси машины (относительно оси $у$) устанавливают бобышками на плоскости $хоу$, направление оси машины в горизонтальной плоскости (вокруг оси z) — бобышками на плоскости $уoz$.

Из пяти пар получилось четыре варианта соединений. Преимущества и недостатки различных схем расположений этих пар останутся те же, что и при соединении из шести пар первого класса.

Соединения из четырех кинематических пар (рис. 2.3, *a–д*) можно получить из двух пар второго класса и двух пар первого класса ($6 = 2 + 2 + 1 + 1$). Можно применить (рис. 2.3, *e*) одну пару третьего класса и три пары первого класса ($6 = 3 + 1 + 1 + 1$).

Из пар второго класса можно применить две полосковые II_5 (рис. 2.3, *a и б*). Эти схемы отличаются от схем на рис. 2.1, *a и в* тем, что четыре пары первого класса I_4 заменены двумя парами II_5 . Для соединений, передающих большие силы, эти схемы выгоднее вследствие большой поверхности соприкосновения. Схема на рис. 2.3, *a* выгодна при больших силах в направлении осей $у$ и z . Путем изменения высоты бобышек на плоскости $уoz$ легко вывернуть положение вдоль оси x и угол установки вокруг оси $у$. Остальные линейные и угловые положения выверять труднее, так как приходится обрабатывать большую поверхность пар II_5 .

Если применить одну полосковую пару II_5 и одну кольцевую II_4 , то получим два варианта неподвижных соединений (рис. 2.3, *в и г*). Они отличаются от схемы рис. 2.2, *в* тем, что две пары I_4 заменены одной парой II_5 . Их преимущества и недостатки те же, что и у схем на рис. 2.2, *в*. Эти схемы можно рекомендовать для соединения крупных машин с редуктором.

При использовании двух кольцевых пар (см. рис. 2.3, *д*) оси пар II_4 совпа-

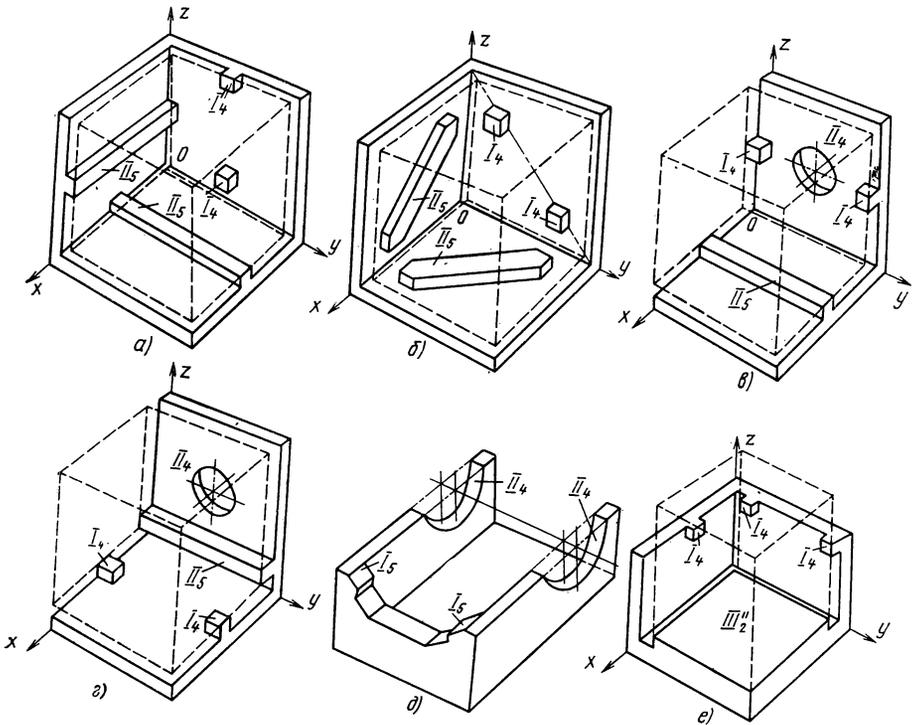


Рис. 2.3. Неподвижные соединения из четырех пар:

a – *d* – двух пар второго и двух первого классов; *e* – одной третьего и трех пар первого классов дают (но это необязательно). Плоскости пар первого класса должны быть расположены под углом, иначе получится избыточная связь и подвижность, нарушающая неподвижное соединение. Такой вид соединения удобен тем, что он хорошо komponуется с конструкцией машины, так как кинематические пары располагаются по углам прямоугольника.

В неподвижном соединении, состоящем из одной пары третьего класса и трех пар первого класса (рис. 2.3, *e*), первая является плоскостной III'_2 , но может быть и шаровой III'_2 . Последнюю пару намного труднее изготовить, чем плоскостную. Поэтому для неподвижного соединения ее рекомендовать нельзя и на рисунках она не показана.

Схема рис. 2.3, *e* выгодна в том случае, когда силы, действующие в одном направлении (нагружающие пару третьего класса), намного больше сил, действующих в двух других.

Кинематические пары первого класса целесообразно располагать в плоскости действия горизонтальных сил. Однако это необязательно, и их можно располагать гораздо ниже ее (для экономии места).

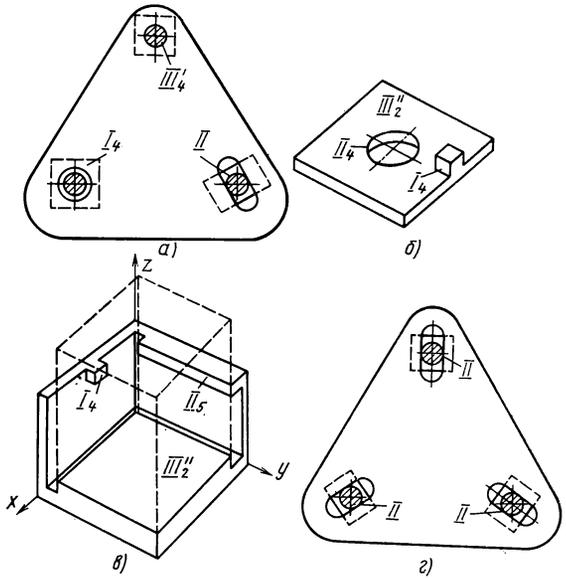
Таким образом, соединения их четырех пар, считая и соединение с шаровой парой, можно выполнять в семи вариантах.

Соединения из трех кинематических пар получить не так просто, как это кажется с первого взгляда. Нельзя три точки одной детали опереть на плоскость другой детали, так как при этом наложатся только три условия связи. Останутся три подвижности звена на плоскости. Правда, эти подвижности можно устранить

Рис. 2.4. Неподвижные соединения из трех пар:

$a - в$ — по одной паре третьего, второго и первого классов;
 $г$ — трех пар второго класса.

силами трения при затяжке болтов. Однако такая конструкция требует регулирования после каждой разборки, так как детали не могут точно встать на прежнее место. Кроме того, во время работы детали могут сдвинуться с места, что может привести иногда к очень тяжелым последствиям. Нельзя в трех точках поставить плотно пригнанные болты, так как тогда в каждой из них будут три условия связи. Следовательно, получатся три избыточные связи.



Поэтому соединения из трех пар следует образовывать на основании общей теории путем подсчета числа условий связи.

Можно применить:

$6 = 3 + 2 + 1$ — по одной паре третьего, второго и первого классов (рис. 2.4, $a - в$);

$6 = 2 + 2 + 2$ — три пары второго класса (рис. 2.4, $г$ и 2.5, $a - д$);

$6 = 4 + 1 + 1$ — одна пара четвертого класса и две пары первого.

В соединении на рис. 2.4, a одна деталь поставлена на три бобышки, выполненные на другой детали. Один болт, установленный без зазора (под развертку), вместе с бобышкой образует пару III_4 , накладывающую три условия связи. Другой болт расположен в пазу детали и вместе с бобышкой накладывает два условия связи. Третий болт размещен с зазором в пластине и вместе с бобышкой образует пару I_4 , накладывающую одно условие связи. Всего шесть условий связи. Это и требовалось.

На рис. 2.4, a ось паза второго болта проходит через центр первого болта, но это необязательно. Между этими направлениями может быть некоторый угол, но только не 90° .

Такое соединение В. Н. Калихович успешно применил для крепления кожура зубчатой передачи электровоза.

В другом соединении (рис. 2.4, $б$) применена плоскостная III_2'' , кольцевая II_4 и площадочная I_4 пары. Такое соединение целесообразно для случая, когда доминирует плоскостная пара.

Аналогичное соединение, в котором, правда, вместо кольцевой пары поставлена пара II_5 с касанием по полоске, показано на рис. 2.4, $в$.

Можно все три пары сделать одинаковыми — второго класса кольцевыми II_4 или в виде бобышки и болта, входящего в паз (рис. 2.4, $г$). Здесь все три паза направлены к центру, но это условие не обязательно — пазы могут отклоняться от этого направления, но незначительно.

Кинематические пары первого и второго классов целесообразно располагать в плоскости действия горизонтальных сил. Однако можно располагать их гораздо

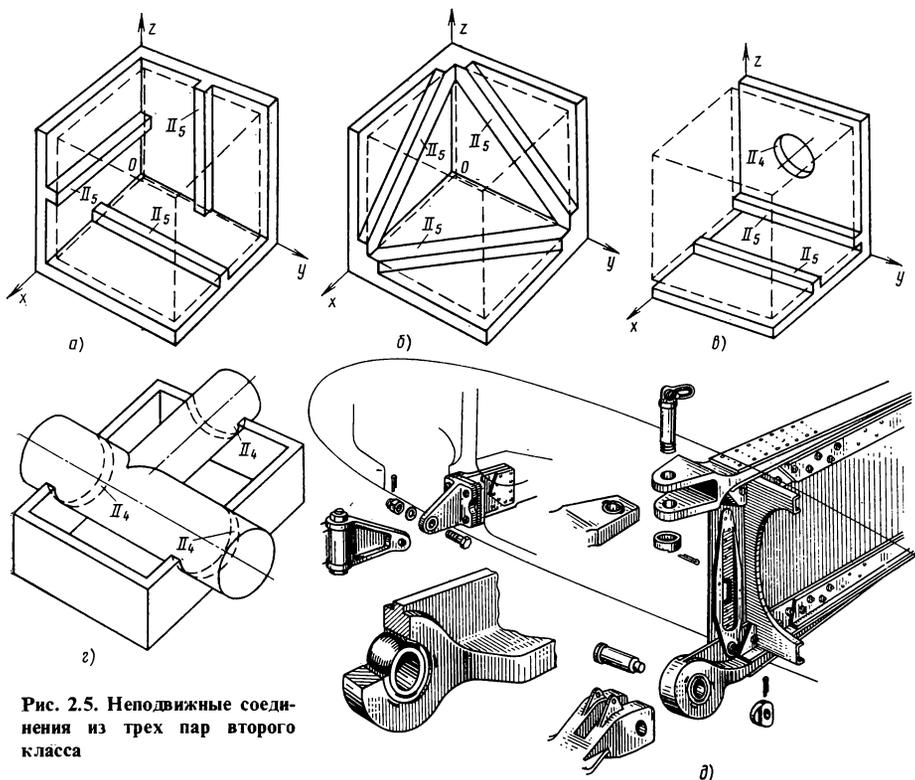


Рис. 2.5. Неподвижные соединения из трех пар второго класса

ближе к плоскостной паре III_2'' (для экономии места). Правда, при этом распределении нагрузка на паре III_2'' станет неравномерной, что обычно значения не имеет.

Соединения, изображенные на рис. 2.4, б и в вместо плоскостной пары третьего класса III_2'' , можно выполнять с шаровыми парами III_2 . Правда, из-за трудности изготовления шаровой пары по сравнению с плоскостной такое соединение можно рекомендовать только в исключительных случаях.

Соединение из трех пар II_5 второго класса с касанием по полоске (см. рис. 2.5; а) аналогично соединению на рис. 2.1, а, только поверхности соприкосновения здесь больше, поэтому его можно рекомендовать для больших усилий. Здесь пара, расположенная на плоскости xoy , устраняет перемещение детали по оси и поворот вокруг оси x ; пара на плоскости xoz — по оси y и поворот вокруг оси z ; пара на плоскости yoz — по оси x и поворот вокруг оси y .

Можно все три пары второго класса расположить под углом к осям координат (рис. 2.5, б). Схема расположения аналогична схеме на рис. 2.1, в. Нельзя только размещать три линейчатые пары II_5 так, чтобы их контактные линии пересекали одну прямую (рис. 2.6, а), так как возникает избыточная связь и вредная подвижность вокруг этой прямой.

Нельзя тоже допускать параллельности контактных линий этих пар (рис. 2.6, б), так как получится вредная подвижность — вращение вокруг линии, параллельной ox , а поворот вокруг оси z будет фиксирован двумя парами; т. е. получим избыточную связь.

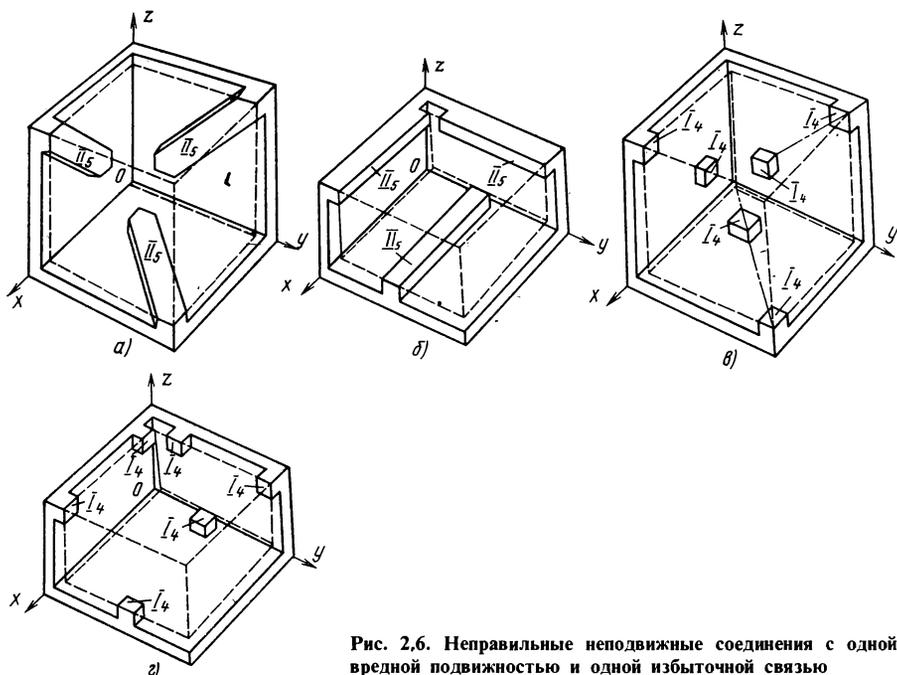


Рис. 2.6. Неправильные неподвижные соединения с одной вредной подвижностью и одной избыточной связью

Аналогичные неправильные схемы, составленные из пар первого класса, показаны на рис. 2.6, в, г.

Соединение из трех пар второго класса можно выполнить из двух пар II_5 с касанием по полоске и одной пары II_4 с касанием по узкой цилиндрической поверхности (см. рис. 2.5, в). Оно имеет много общего с соединениями, изображенными на рис. 2.2, в и 2.3, в, г; его также можно рекомендовать для соединения крупных машин с редуктором. Поверхность соприкосновения здесь больше, чем в схеме 2.2, в, поэтому схема 2.5, в целесообразна для больших сил. Высоту оси машины и положение ее по оси y в этом случае тоже регулировать нельзя.

Горизонтальность оси машины регулируют кинематической парой на плоскости xoy , положение машины вдоль оси x и поворот в горизонтальной плоскости вокруг оси z — кинематической парой на плоскости $yoiz$, которая на рис. 2.5, в расположена внизу. Однако она может быть и наверху, и по центру машины.

В неподвижном соединении из трех кольцевых пар II_4 с касанием по узкой цилиндрической поверхности (рис. 2.5, г) оси пар пересекаются под прямым углом (но это необязательно). Они могут пересекаться под любым углом, например 120° , могут и скрещиваться. Такое соединение можно рекомендовать для небольших деталей, особенно когда подвижную деталь удерживает ее собственный вес (важно, чтобы деталь сразу и точно становилась на свое место).

Кольцевые пары вследствие линейчатого контакта работают с большими контактными напряжениями. Поэтому они непригодны для очень напряженных конструкций, например, для самолетов.

В таких случаях пара II_4 заменяется соединением из пар IV_2 и III_2 (рис. 2.5, д), например, в разъемном соединении крыла с центропланом самолета [52].

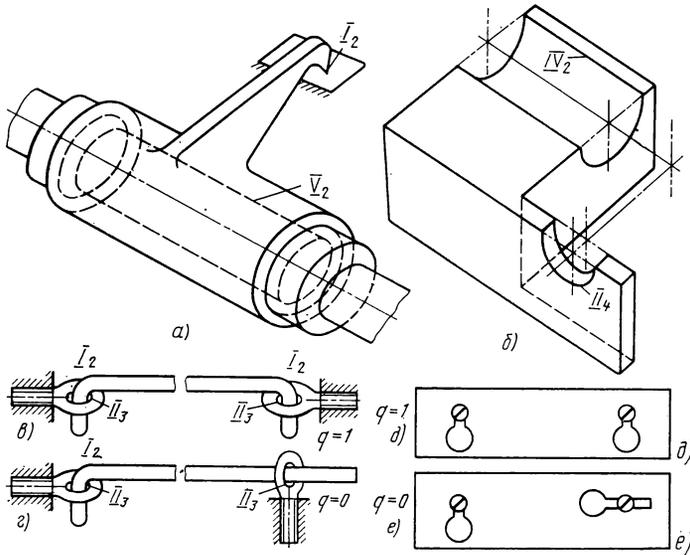


Рис. 2.7. Неподвижные соединения из двух пар:

a — из V_2 и I_2 ; *б* — из IV_2 и II_4 ; *в* и *г* — применяемых для крепления проволоки занавесок (*в* — неправильное с $q = 1$ и *г* — правильное с $q = 0$); *д* и *е* — применяемых для крепления вагонных трафаретов (*д* — неправильное с $q = 1$ и *е* — правильное с $q = 0$)

Неподвижное соединение из трех кинематических пар можно образовать одной цилиндрической парой четвертого класса и двумя парами первого класса ($6 = 4 + 1 + 1$). Пары первого класса позволяют устанавливать положение съемной детали вдоль оси цилиндрической пары и угол поворота вокруг той же оси. Такое соединение целесообразно применять для небольших деталей и деталей, подвергающихся частой разборке.

Таким образом, из трех кинематических пар, включая две схемы с шаровыми парами и одну с цилиндрической, можно получить одиннадцать вариантов неподвижных соединений.

Соединения из двух кинематических пар можно получить из пары пятого класса и пары первого класса ($6 = 5 + 1$) или из пары четвертого класса и пары второго класса ($6 = 4 + 2$).

Неподвижное соединение из двух пар третьего класса (шаровой III'_2 и плоскостной III'_2) получить нельзя ни при каких их комбинациях, так как всегда получается одна избыточная связь, а одна из подвижностей остается неустраненной.

Соединение из вращательной пары V_2 и пары I_2 (рис. 2.7, *a*) применяют для трамвайного подвешивания тяговых двигателей товарных электровозов. Двигатель опирается на ось колеса при помощи вращательной пары V_2 . Реактивный момент через носок (пару I_2 и пружинную траверсу) передается на тележку. Аналогично крепят фланцевые электродвигатели. Только у них пару V_2 выполняют в виде фланца с центрирующим кольцом.

Соединения из поступательной пары V_3 и пары I_2 применяют для съемных рукояток и рычагов. Поступательную пару выполняют квадратной или шлицевой.

Соединение из винтовой пары V_4 и пары I_2 в последнее время стали применять для съемных рукояток. Передаваемый момент в этом соединении обеспечи-

вает силовое замыкание. Такое соединение годится только для передачи момента в одном направлении, так как при вращении рукоятки в обратную сторону она отвинчивается.

Неподвижное соединение из цилиндрической IV_2 и кольцевой II_4 пар (рис. 2.7, б) имеет много общего с соединением, изображенным на рис. 2.5, з, и предназначено для тех же целей. Детали при их сборке (см. рис. 2.5, з и 2.7, б) можно сближать в вертикальном направлении.

Цилиндрическую пару можно сделать закрытой, а детали при сборке сближать вдоль ее оси. Вырез у кольцевой пары следует направить вдоль оси цилиндрической пары. Если вырез оставить таким, как он сделан на рис. 2.7, б, тогда части пары необходимо соединять двумя движениями — осевым перемещением и поворотом.

К соединениям из двух пар можно условно отнести крепление проволоки для занавесок (рис. 2.7, в и г) и крепление вагонных трафаретов (рис. 2.7, д и е). Обычно такая проволока для занавесок выполняется в виде скобы и вставляется в две петли (рис. 2.7, в и г), в каждой петле две пары II_3 и I_2 , которые можно рассматривать как одну пару III_2 . Остается одна избыточная связь — натяг по оси X , которая требует точного выполнения длины скобы — равного расстояния между петлями. Это трудно выполнить, а если и выполнено, то обычно путают сами скобы, а это приводит к выворачиванию петель.

Избежать избыточной связи можно, применяя проволоку в виде крюка (рис. 2.7, з). Одна петля в этом случае состоит из пар II_3 и I_2 , которые рассматриваем как одну пару III'_2 . Другая петля — пара II_3 . Избыточная связь устранена. Подвижность вокруг оси X безвредная, так как она происходит в пределах зазоров.

Аналогичное можно сказать про крепления трафарета к стене вагона. На рис. 2.7, д показана неправильная конструкция с избыточной связью, требующая точного выполнения расстояния между шурупами в соответствии с трафаретом. На рис. 2.7, е показана правильная конструкция, не требующая этой точности. Таким образом, получается шесть вариантов соединений из двух кинематических пар.

Всего получено 32 варианта неподвижных соединений без избыточных связей: четыре — из шести кинематических пар, четыре — из пяти, семь — из четырех, одиннадцать — из трех и шесть — из двух. Из такого числа соединений можно подобрать требуемый вариант для всех случаев практики.

2.2. СОЕДИНЕНИЕ ТЯГОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ОДНОМОТОРНОЙ ТЕЛЕЖКОЙ

При неподвижном соединении с шестью условиями связи каждое из звеньев может деформироваться независимо от другого соединяемого звена.

Для локомотива это значит, что станина тягового двигателя не будет участвовать в передаче моментов, деформирующих тележку. А станина двигателя — мощная стальная отливка, которая служит магнитопроводом, обладает большой прочностью. Особенно это заметно в одномоторных тележках, где двигатель большой мощности расположен в центре тележки и легко может воспринимать часть сил, воздействующих на нее.

Для тележек наиболее опасны два вида деформаций — скручивание и перекос (в последнем случае тележка в плане обращается в параллелограмм). Силы, вызываемые этими деформациями, невелики из-за небольшой жесткости тележки в отношении этих деформаций. Потому этой конструкции не страшны небольшие натяги. Следовательно, в соединении двигателя с тележкой целесообразно число связей увеличить на две, т. е. взять восемь связей. Для устранения скручивания тележки двигатель надо опираться на четыре лапы (рис. 2.8). А для получения

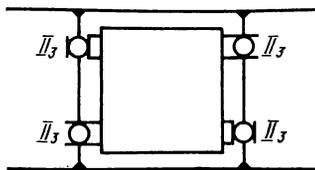


Рис. 2.8. Рациональное соединение тягового двигателя с одномоторной тележкой

восьми связей каждая лапа должна соединяться парой второго класса. Такую пару выполняют в виде трапецевидной призмы, соединенной с одним звеном и входящей в трапецевидный паз другого звена.

На электровозах ЧС4 применено крепление на трех кронштейнах, т. е. станина двигателей не участвует в повышении прочности тележки. Кронштейны соединили с двигателем и с тележкой поступательными парами пятого класса. Получилось шесть избыточных связей, по две на кронштейне, вызывающие скручивание его вокруг двух осей, что привело к массовым поломкам кронштейнов.

2.3. ОПОРЫ ДЛЯ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Каждое вращающееся звено машины следует опирать на два подшипника. Тогда точность установки каждого подшипника в радиальном направлении определяется допустимым перекосом оси вала. Если вал опереть на три подшипника, то третий из них придется центрировать по оси двух первых с большой точностью. Поэтому установка каждого звена на два, а не на большее число подшипников должна стать законом конструирования. По той же причине двери надо подвешивать на две петли, а не на три. Прорезь для засова замка необходимо делать на 8–10 мм больше ширины засова, чтобы исключить влияние осадки дома на работу замка. Кстати, и петли следует устанавливать штырем не вверх, а вниз, как делают в Литве. Тогда из колпачка не будет вытекать смазка и петля будет лучше работать. Конечно, «половинку» петли со штырем надо крепить к двери, а не к косяку.

Длинные валы следует выполнять для жесткости трубчатыми (мостовые краны) или разрезными, соединяя их части при помощи двойных карданов (обычно зубчатых или гибких). Такую конструкцию применяют в паровых турбинах, где валы каждого корпуса и вал генератора опираются каждый на свои два подшипника и соединяются муфтами, соответствующими двойному кардану.

Другой способ — делать все подшипники в корпусе машины без вкладышей и обрабатывать с одной установки инструмента. Этим обеспечивается совпадение осей, и в структурной формуле их можно рассматривать как одну кинематическую пару. Такой способ применяют для коленчатого вала автомобильных двигателей. Однако он хуже предыдущего тем, что не позволяет применить самоустанавливающиеся подшипники.

В осевом направлении вал следует фиксировать только на одном подшипнике, иначе получается избыточная связь и при температурных деформациях подпятники испытывают перегрузку и могут сгореть.

Разрезной вал можно фиксировать целиком или отдельно каждый отрезок, но тогда соединять их муфтой, допускающей осевую подвижность. Второй способ предпочтительнее, так как при нем много меньше осевое смещение при температурных деформациях.

В многоцилиндровых поршневых машинах можно опирать коренной вал на два подшипника. При нескольких цилиндрах для этого следует применять звездобразное их расположение. Такую конструкцию широко используют в авиационных двигателях, так же ее можно применить и для других целей, например для компрессоров. При трех цилиндрах применяется w-образное расположение цилиндров, при двух — v-образное. Примером последней конструкции могут служить угловые компрессоры. У них одноколенчатый вал, опертый на два подшипника, с консольным расположением ротора электромотора. От одного колена приводятся шатуны вертикальных и горизонтальных цилиндров, т. е. оно работает как два колена. Механизм хорошо уравновешен. Место между го-

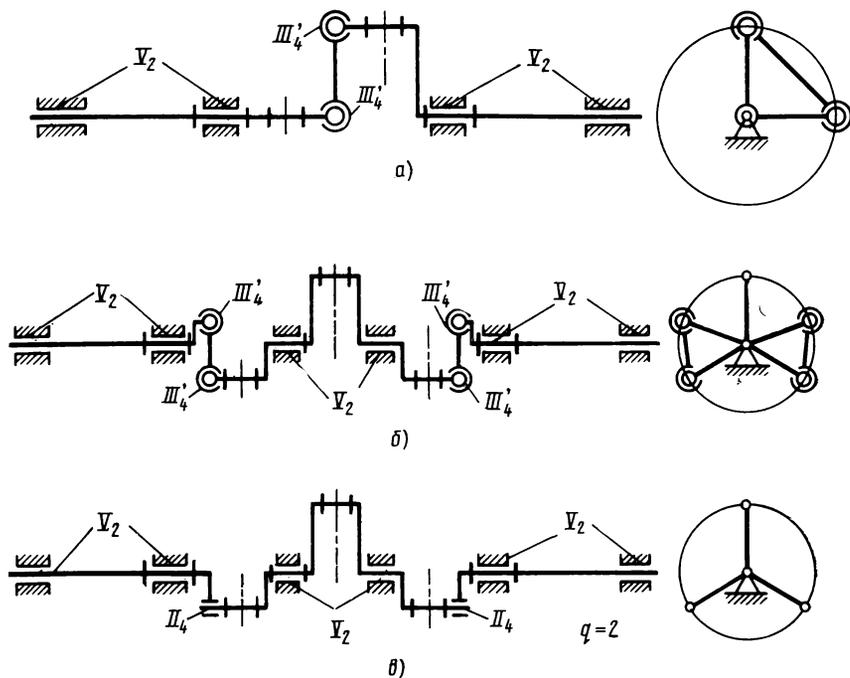


Рис. 2.9. Рациональные схемы многоопорных коленчатых валов, применяемых на судах с гребными колесами

ризонтными и вертикальными цилиндрами хорошо используется для промежуточных холодильников с минимальной длиной соединительных трубопроводов.

При рядном расположении цилиндров вал можно опирать на два подшипника только при малом числе цилиндров. При двух цилиндрах такая конструкция общепринята (мотоциклы). Известна конструкция даже четырехцилиндрового рядного двигателя с валом, опертым на два подшипника (двигатель СТЗ 15/30). Правда, в этой конструкции вал получился очень тяжелым. При высокой степени сжатия (в дизелях) она вообще неприменима.

В горизонтальных двухцилиндровых паровых машинах и компрессорах широко применяют конструкцию с кривошипами по концам вала, опирающегося на два подшипника. Между подшипниками располагают приводной шкив или ротор электрической машины. Такая схема непригодна для речных пароходов, у которых гребные колеса расположены по концам вала. В двухцилиндровой машине вал опирается не меньше чем на четыре подшипника — два на раме машины и два на корпусе парохода у гребных колес.

Если сделать вал цельным, получится статически неопределимая система с большим числом избыточных связей. Такая конструкция у волжских пароходов при смещении подшипников во время эксплуатации приводила к изгибу и поломкам валов. Чтобы избежать этого, применяют разрезные валы (рис 2.9, а). Каждая половинка вала опирается на два подшипника — на раме машины и на корпусе у гребного вала. На каждой половинке насажен кривошип одного цилиндра. Кривошипы соединены спарником, снабженным шаровыми головками III_2 или III_4 . В такой

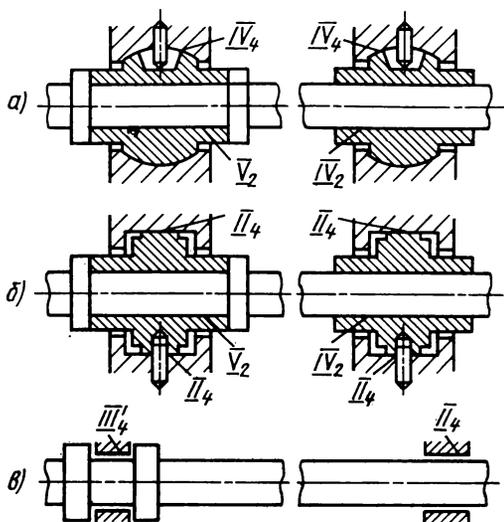


Рис. 2.10. Рациональные схемы двух-опорных валов на подшипниках скольжения

схеме устранены избыточные связи, т. е. упрощен монтаж и устранены изгибы и поломки валов.

Аналогичную схему можно применить и для трехцилиндровой машины (тройного расширения), в которой вал состоит из трех частей, соединенных двумя спарниками (рис. 2.9, б). Здесь избыточные связи устранены полностью.

При трех кривошипах известна схема с частичным устранением избыточных связей (рис. 2.9, в). В этом случае среднее колено выполнено как одно целое. В крайних коленах палец

кривошипа с одной щекой имеет неподвижное соединение, а с другой — подвижное (он свободно входит в отверстие, сделанное в щеке). Если это соединение рассматривать даже как пару II_4 , остаются две избыточные связи, требующие точного центрирования рамных подшипников. Правда, требования к точности установки подшипников у гребных колес меньше. При неразрезном валу в этом случае получается восемь избыточных связей.

У винтовых теплоходов общепринятой конструкцией было расположение двигателя недалеко от середины длины судна. Гребной вал получался очень длинным (половина длины судна) с многими подшипниками. В жаркое время днем надводная часть корпуса теплохода нагревается сильнее подводной, корпус, а с ним и гребной вал изгибается в одну сторону. Ночью надводная часть холоднее подводной и вал изгибается в обратную сторону. Избежали этого установкой двигателя в кормовой части. При этом длинный валопровод устраняется. Эту схему начали применять впервые в дизель-электроходах, где гребные электродвигатели неизбежно располагались в кормовой части, потом в танкерах и сухогрузах, а в настоящее время применяется и в пассажирских теплоходах. Поэтому расположение двигателя в кормовой части должно утвердиться как основная схема судового привода.

Подшипники желательно выполнять самоустанавливающимися (рис. 2.10). Такая конструкция позволяет избежать очень трудоемкой работы по обеспечению совпадения их осей и при прогибах осей сохранить равномерное распределение нагрузки по длине вкладыша.

Самоустанавливающиеся вкладыши можно опирать на шаровую пару (рис. 2.10, а). Вращение вкладыша устраняется штифтом, входящим в продольный паз вкладыша. Следовательно, соединение вкладыша со стойкой получается парой IV_3 шаровой со штифтом. Положение штифта безразлично, обычно его ставят сверху, чтобы можно было, не поднимая вала, вынуть нижний вкладыш выворачиванием.

В осевом направлении вал фиксируют на одном подшипнике (пара V_2), другой подшипник выполняют как цилиндрическую пару IV_2 . Чтобы упростить изготовление, можно вместо шаровой пары применить кольцевую II_4 с контактом по узкому цилиндрическому пояску (рис. 2.10, б). Штифтом в этом случае фиксируют

Рис. 2.11. Подпятник с самоустанавливающимися сегментами

вкладыш и от вращения, и от продольного перемещения. Поэтому штифт должен входить в отверстие во вкладыше, т. е. он будет тоже парой IV_4 .

Чтобы вкладыш лучше самоустанавливался, необходимо уменьшить трение, для чего штифт следует ставить снизу (с нагруженной стороны), и он при повороте вкладыша имеет меньший путь скольжения. Правда, при этом нельзя вынуть нижний вкладыш без подъема вала. Во избежание аварии при срезе штифта корпус подшипника обязательно снабжают соответствующими закраинами, ограничивающими осевое перемещение вкладыша (см. рис. 2.10, б).

Так же, как и в предыдущем случае, один подшипник должен быть вращательной парой V_2 , а другой — цилиндрической IV_2 . В обоих случаях не будет избыточных связей, в чем можно убедиться с помощью формул (1.1) или (1.2).

При малых нагрузках и коротких вкладышах подшипники можно рассматривать как пары III_4 и II_4 (рис. 2.10, в).

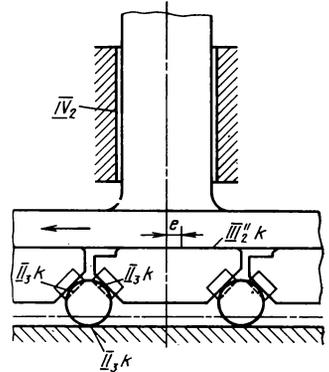
Опоры, изображенные на рис. 2.10, а, б, не годятся для передачи значительных осевых усилий, особенно когда все осевое усилие передается через штифт (рис. 2.10, б).

Для больших осевых усилий применяют подпятники Митчеля с самоустанавливающимися сегментами. Уравнительный механизм должен обеспечивать равномерное распределение нагрузки между сегментами и правильное распределение вдоль сегмента (для образования масляного клина). Механизм должен быть без избыточных связей, так как иначе деформации будут влиять на распределение сил. Один из таких механизмов показан на рис. 2.11. Условно радиальный подшипник IV_2 показан над подпятником, хотя обычно он бывает под ним. Нагрузка передается через шары, которые расположены в желобе на стойке (пара II_3) и в желобах на сегментах (тоже пары II_3). Шары выравнивают нагрузки на сегменты.

Желаемого распределения нагрузки вдоль сегмента достигают смещением середины сегмента относительно середины расстояния между шарами ($e = 0,05 \div 0,1$ от длины сегмента). Того же можно достичь разным наклоном желобов на переднем и заднем конце сегмента.

Чтобы сегменты с шарами не начали вращаться, необходимо один из них соединить со стойкой парой первого класса. Число k сегментов берут от 4 до 16 в зависимости от размера подпятника. Избыточные связи отсутствуют, в чем можно убедиться, пользуясь формулой (1.1). Надо только помнить, что каждый шар за счет скольжения может иметь три местные подвижности — вращения вокруг трех осей. Поэтому $w = 1 + 3k$, $n = 1 + 2k$, $p_V = 0$, $p_{IV} = 1$, $p_{III} = k$, $p_{II} = 3k$, $p_I = 1$. Тогда по формуле (1.1) получим $q = w - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I$, т. е. $q = 1 + 3k - 6(1 + 2k) + 4 \cdot 1 + 3k + 2 \cdot 3k + 1 = 0$.

По данным А. Шибеля подпятники с самоустанавливающимися сегментами имеют несущую способность в 6–8 раз большую, а трение в 10–20 раз меньшее, чем подпятники с цельным кольцом. Поэтому последние приходилось выполнять гребенчатыми. Это еще раз подтверждает целесообразность применения механизмов без избыточных связей.



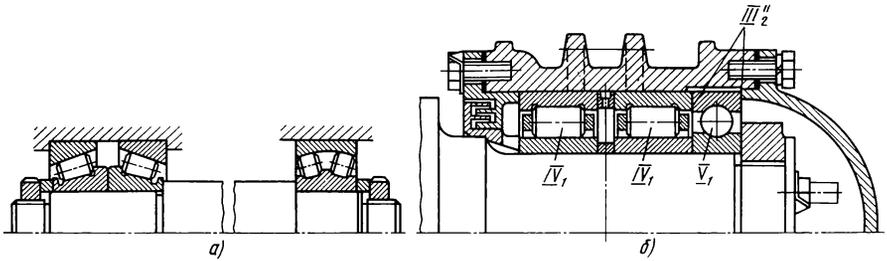


Рис. 2.12. Двухопорный вал на роликовых подшипниках при больших осевых нагрузках

В опорах с подшипниками качения избыточные связи устраняются самоустанавливающимися радиальными сферическими двухрядными шарико- и роликоподшипниками. К ним относятся и подшипники скольжения Ш, 2Ш, ШС, 2ШС, выпускаемые по стандартам подшипников качения и соответствующие сферическим подшипникам.

Вал следует опирать на два, а не на большее число подшипников. У одного из них следует закреплять оба кольца (пара III_1), а у другого наружное кольцо оставлять подвижным (пара II_1).

Если необходимо опереть вал на четыре подшипника качения, каждые два следует объединять в самоустанавливающийся корпус. Между каждым корпусом и валом можно поставить по два сферических подшипника. В локомотивах и вагонах обычно таким корпусом служит корпус буксы. Корпуса лучше выполнять неразрезными. У одного из четырех подшипников необходимо закреплять оба кольца и он будет фиксировать вал в осевом направлении. Наружные кольца трех других подшипников надо делать на подвижной посадке.

При трех подшипниках два объединяют в самоустанавливающийся корпус, а третий соединяют непосредственно со стойкой. Осевую фиксацию должен иметь только один из трех.

При необходимости регулирования зазора и при больших осевых нагрузках можно применить опору одного конца вала на конических роликоподшипниках (рис. 2.12, а). Установить их необходимо так, чтобы нормали к середине контактной линии ролика с наружным кольцом пересекались с осью в одной точке. Тогда оставшиеся избыточные связи наименее вредны и подшипники соответствуют паре III_1 . Регулировать их зазоры и натяги следует наружными кольцами (на рис. 2.12, а устройство для регулирования не показано).

Второй конец вала следует опирать на сферический подшипник с подвижным наружным кольцом (пара II_1).

Появилась конструкция, в которой вал опирается на три подшипника. На рис. 2.12, б показана букса электровоза конструкции ВЭЛНИИ. Дело в том, что подшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 62 000 или 92 000 плохо выдерживают осевые усилия. Наоборот, шарикоподшипники радиальные однорядные типа 0000 осевые усилия выдерживают хорошо. Поэтому целесообразно радиальные усилия передавать на роликовые подшипники, а осевые на однорядные шариковые. Чтобы избежать необходимости точной центровки шарикоподшипника по оси роликовых подшипников, его наружное кольцо выполнено подвижным в радиальном направлении (с зазором между ним и корпусом).

Чтобы роликовые подшипники не нагружались осевыми усилиями, они выполнены без бортов на внутреннем кольце типа 32 000, т. е. как кинематические пары четвертого класса.

Рис. 2.13. опоры стола карусельного станка:

a — правильная без избыточных связей; *б* — старая с избыточными связями

Подвижность в такой опоре равна двум — вращение вала и вращение наружного кольца шарикоподшипника.

Найдем по формуле (1.1) $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 + 4 \cdot 2 + 3 \cdot 1 = 6$.

Избыточных связей хотя и много, но они не вредны, так как посадочные поверхности на валу для всех трех подшипников выполняются с одной установки на станке. Также с одной установки обрабатываются посадочные поверхности для подшипников в корпусе боксы. Поэтому несоосности и перекосы исключены. Найденные избыточные связи равноценны избыточным связям в кинематической паре и поэтому не вредны.

Особым случаем опоры для вращательного движения является опора с очень малым осевым размером, но с большим диаметром (рис. 2.13, *a*). Рациональную схему в этом случае можно получить из плоскостной III_2' и кольцевой II_1 пар. По формуле (1.1) определим $q = 1 - 6 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 1 = 0$.

Такая опора нужна как направляющая для стола карусельного и вертикального зубофрезерного станка [6].

В старых конструкциях (рис. 2.13, *б*) было большое число избыточных связей. Применяли две конические чугунные круговые направляющие III_2' , т. е. одну Y-образную. В центре ставили цилиндрический регулируемый подшипник скольжения IV_2 и шаровую пяту I_1 , разгружающую круговые направляющие. Даже если каждую коническую направляющую считать сферической парой III_2' , то по формуле (1.1) можно найти $q = 1 - 6 \cdot 1 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 2 + 1 = 6$.

Контуры выбраны следующие:

- станина, пара IV_2 , пара III_2' , станина;
- станина, пара IV_2 , другая пара III_2' , станина;
- станина, пара IV_2 , пара I_1 , станина.

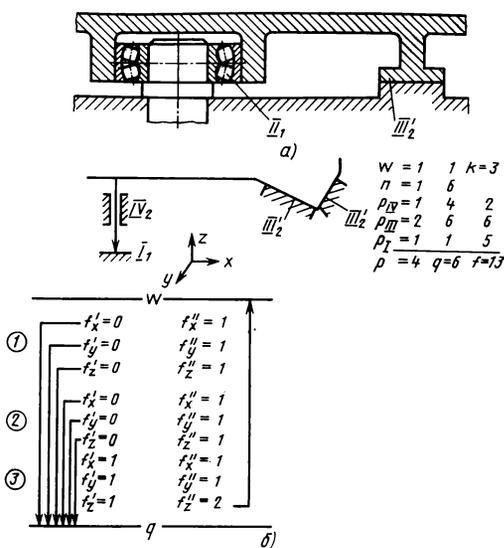
Избыточные связи линейные, направленные по трем осям координат.

Стол центрируют по оси *x*: пара IV_2 и обе пары III_2' . Одна связь необходима, две другие избыточные.

Те же самые пары центрируют стол по оси *y*, при этом тоже возникают две избыточные связи.

По оси *z* стол удерживают пара I_1 и обе пары III_2' , при этом опять возникают две избыточные связи.

Избыточные связи ухудшали точность станка. Чтобы уменьшить их число, стали в одной из конических направляющих III_2' давать зазор 0,05–0,08 мм. Благодаря этому одна из пар III_2' выключается из работы, а число избыточных связей уменьшается на три.



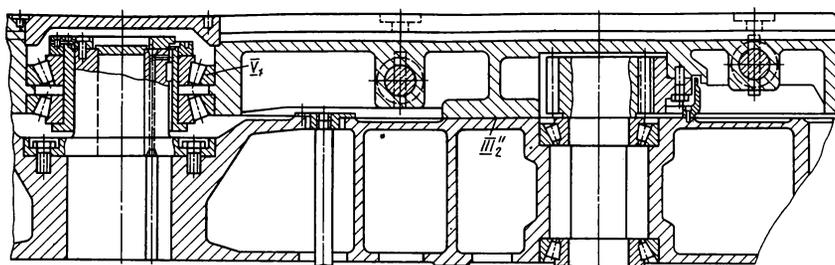


Рис. 2.14. Опора стола карусельного станка фирмы Консолидейтед — Бетс с тремя избыточными связями

Недостатки избыточных связей заставили инженеров перейти на конструкции, близкие к схеме рис. 2.13, а.

На рис. 2.14 показаны направляющие карусельного станка фирмы Консолидейтед — Бетс с диаметром планшайбы 4750 мм. Здесь применена одна плоская направляющая III_2' , однако центрируется планшайба не парой II_3 , а двумя коническими роликовыми подшипниками, которые надо считать парой V Сферический подшипник с бочкообразными роликами, очевидно, не применили, так как он не допускает подтягивания, необходимого для обеспечения точности изделия. Конечно, следовало бы применить сферический подшипник с вогнутыми роликами, который подтягивание допускает.

Найдем по формуле (1.1) $q = 1 - 6 \cdot 1 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 1 = 3$. Одна из избыточных связей, линейная по вертикали, создает натяг, создающий разгружающий плоские направляющие, который специально регулируют. Потому эту связь нельзя считать вредной.

Другие две избыточные связи — угловые вокруг осей x и y .

Если каждое звено этой опоры вращательного движения изготавливать с одной установкой на станке, то перекосы исключаются и угловые избыточные связи натягов не вызовут. Самое главное, что тепловые деформации планшайбы в данном случае не вызовут ни натягов, ни вредных подвижностей, так же как в конструкции на рис. 2.13, а. Поэтому рассмотренную конструкцию следует признать хорошей. Аналогичную конструкцию применяют на Коломенском заводе тяжелого станкостроения (станок модели 1540 с диаметром планшайбы 4000 мм).

2.4. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ДЛЯ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ

Направляющие для прямолинейного движения можно выполнить круглыми в виде цилиндрической пары IV_2 . В этом случае вращение вокруг оси пары устраняется связями в механизме (например, в кривошипно-ползунном). В другом случае сами направляющие накладывают условия связи, которые устраняют и это вращение, т. е. накладывают пять условий связи.

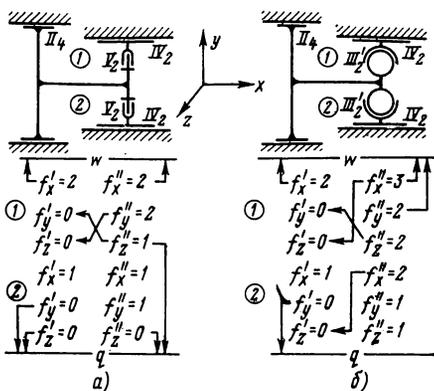
Для первого случая типичной конструкцией является тронковый поршень (бескрейцкопфный) двигателя внутреннего сгорания или компрессора простого действия. Конструкция эта правильная — избыточные связи отсутствуют.

Совершенно иной является конструкция крейцкопфа со съемными башмаками (рис. 2.15, а). Соединения корпуса с башмаками в ней выполнены как вращательные пары V_2 . Рассмотрим крейцкопф вместе с поршнем, который вследствие обычных зазоров будем считать парой II_4 . Сальник не учитываем, так как его можно сделать плавающим, и тогда на условия связи он не влияет.

Направляющие для крейцкопфа выполнены цилиндрическими. Поэтому между ними и башмаками будут цилиндрические пары IV_2 . Здесь пять пар и три под-

Рис. 2.15. Крейцкопфы с цилиндрическими направляющими:

a — неправильная конструкция; *б* — правильная



вижных звена, поэтому будут два контура. Подвижность поршня (пара II₄) запишем в первый контур. Тогда таблица подвижностей примет вид, показанный на рис. 2.15, а.

В первом контуре вторая линейная подвижность f_x^I по оси *x* является основной подвижностью механизма. Вторая угловая подвижность f_x^{II} вокруг оси *x* составит вторую подвижность механизма. Вторая угловая подвижность f_y^{II} вокруг оси *y* замыкает контур вдоль оси *z*, так как есть звено — поршень со штоком, поворотом которого достигается его замыкание.

Замыкание контура по оси *y* получится вследствие поворота поршня со штоком вокруг оси *z*. Так как второй угловой подвижности f_z^{II} тут нет, получится избыточная связь, которая при неточном изготовлении вызовет неравномерное распределение нагрузки на верхний башмак в продольном направлении. Такая же избыточная связь будет у второго башмака, так как во втором контуре нет угловой подвижности f_z^{II} вокруг оси *z*. Во втором контуре нет линейных подвижностей f_y^I и f_z^I по осям *y* и *z*. Это вызовет соответствующие им две избыточные связи и натяги: первая из них — прижатие второго башмака — неизбежна, вторая создает неравномерную нагрузку в поперечном направлении.

Эту конструкцию применяли в паровых машинах и даже начали использовать в компрессорах высокого давления для химической промышленности.

В больших паровых машинах встречалась конструкция крейцкопфа (рис. 2.15, б), фирмы Зульцер, у которого башмаки соединены с корпусом шаровыми шарнирами. Выпуклая поверхность этих шарниров расположена на корпусе, а вогнутая — на башмаке. Желательно сделать наоборот. Тогда центр шарнира будет расположен ближе к рабочей поверхности башмака, и распределение сил на нем будет более благоприятным для образования масляного клина.

Рассмотрим этот крейцкопф вместе с поршнем. В нем тоже два контура. Таблица подвижностей приведена на рис. 2.15, б. Распределение подвижностей в первом контуре: f_x^I — на замыкание контура и на основную подвижность; f_x^{II} — на замыкание контура, на вторую подвижность и на замену f_z^{II} , так как есть звено (башмак), направленное перпендикулярно к осям *x* и *z*; f_z^{II} — на замыкание контура и на замену f_y^I , так как есть звено (поршень со штоком), направленное по третьей оси *x*.

Распределение подвижностей во втором контуре: f_x^{II} — на замыкание контура и на замену f_z^{II} , так как есть звено (второй башмак), направленное по третьей оси; $f_y^I = 0$ создает избыточную связь — прижатие второго башмака (неизбежно).

В первом контуре остается свободной одна угловая подвижность вокруг оси *y*. Это будет поворот поршня с телом крейцкопфа вокруг оси *y*, проходящей через середину поршня с одновременным поворотом обоих башмаков вокруг оси *x* в противоположных направлениях.

Если в кривошипно-ползунном механизме применены пары пятого класса, то эта подвижность будет даже полезной, так как она будет уменьшать число избыточных связей.

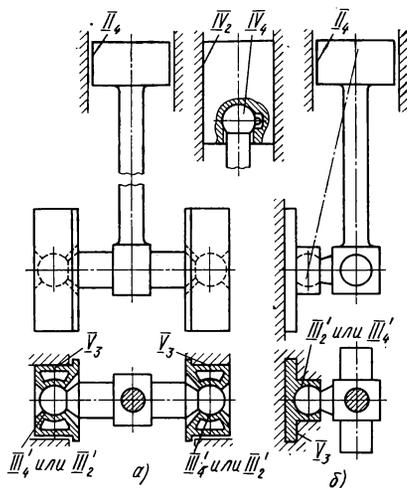


Рис. 2.16. Рациональные схемы ползунков дизелей: а — двустороннего; б — одностороннего

В крупных дизелях обычно применяют ползуну с плоскими направляющими. Рациональную схему такого механизма можно получить при двустороннем крейцкопфе (рис. 2.16, а). Для этого поперечину надо соединить с башмаками шаровыми шарнирами III_2' или III_4' . При коротком поршне, который имеется в четырехтактных дизелях простого действия, его соединение с цилиндром можно принять за кольцевую пару II_4 .

При определении числа условий связи можно считать, что работают только те плоскости, которые в данный момент прижаты, т. е. имеют место две поступательные пары V_3 .

Найдем по формуле (1.1) $q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 1 = 1$.

Эта избыточная связь возникает вследствие прижатия краин обоих ползунков. Она требует строгой параллельности обеих направляющих. Избежать этого можно, если один из ползунков сделать с двумя закраинами, а другой без них, при этом ограничить лишнюю подвижность соответствующими упорами.

Длинный поршень двухтактных дизелей, необходимый для перекрытия продувочных и выхлопных окон, приходится считать цилиндрической парой IV_2 . Чтобы избежать избыточных связей, его следует соединить со штоком парой IV_3 шаровой со штифтом. Такое соединение показано на рис. 2.16, а сверху. Применить шаровую пару здесь нельзя, так как необходимо обеспечить переход стыков поршневых колец по перемычкам продувочных и выхлопных окон.

К сожалению, в поршне, охлаждаемом через шток, эту конструкцию применить затруднительно.

При одностороннем ползуне можно устранить избыточные связи, если башмак соединить с поперечиной при помощи шарового шарнира III_2' (рис. 2.16, б). Расположение такого шарнира между штоком и рабочей плоскостью башмака очень благоприятно для образования масляного клина, когда ползун касается направляющих двумя узкими плоскостями. В этом случае давление очень большое, поэтому особенно важно обеспечить хорошие условия для образования масляного клина.

При скольжении ползуна по направляющей основной опорной плоскости удельное давление намного меньше, и поэтому расположение шарового шарнира, показанное на рис. 2.16, б, вполне допустимо. В таком механизме кроме основной подвижности (поступательного движения) имеется еще вращение вокруг наклонной оси, проходящей через центр поршня и центр шаровой пары (см. рис. 2.16, б). Эта подвижность устраняется связями в кривошипно-ползунком механизме (как в тронковом поршне), что способствует ликвидации в нем избыточных связей, которые в ползуне с шаровым шарниром отсутствуют, т. е. $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 1 = 0$. При длинном поршне (двухтактные двигатели) требуется дополнительный шарнир IV_3 на штоке так же, как и при двустороннем.

В компрессорах высокого давления для химической промышленности широко применяют многоступенчатые поршни. При неправильной конструкции легко получается большое число избыточных связей.

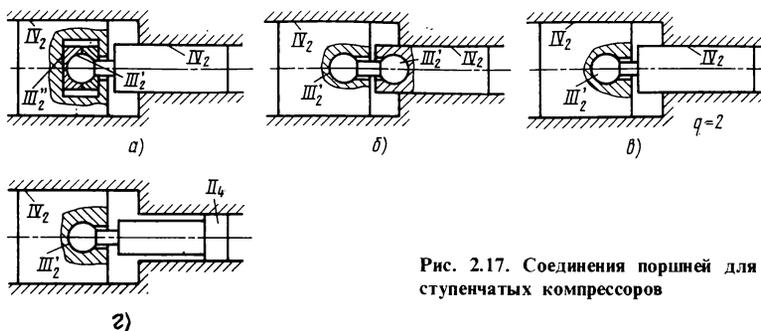


Рис. 2.17. Соединения поршней для многоступенчатых компрессоров

Рассмотрим двухступенчатый поршень. При жестком соединении поршней получаются четыре избыточные связи, при этом требуется точное совпадение осей. Чтобы избежать этого, следует делать подвижное соединение через плоскостную пару III'_2 , промежуточное звено и шаровую пару III_2 (рис. 2.17, а) или через две шаровые пары III_2 и промежуточное звено (рис. 2.17, б). Вторая схема предпочтительнее, так как в ней меньше трение. В обеих схемах подвижность равна четырем: прямолинейное движение и вращение обоих поршней и промежуточного звена. Если независимое вращение поршней недопустимо (что может быть при наличии в цилиндрах впускных окон, когда необходимо, чтобы стыки поршневых колец двигались по перемычкам между окнами), можно поставить пары IV_3 шаровые со штифтом.

Применить один шаровой шарнир (рис. 2.17, в) нельзя, так как тогда остаются две избыточные связи. Правда, если малый поршень сделать настолько коротким, что его соединение с цилиндром можно рассматривать как пару II_4 второго класса, то избыточных связей не будет (рис. 2.17, г). Практически поршень высокого давления нельзя делать коротким из-за большого числа поршневых колец. Кроме того, уменьшение диаметра тела поршня увеличивает вредное пространство предыдущей ступени, что также нежелательно вследствие уменьшения производительности компрессора. Обойтись одной плоскостной парой III'_2 тоже нельзя — при этом остаются две избыточные связи, хотя и менее вредные, чем при шаровом соединении.

В станкостроении и приборостроении направляющие накладывают пять условий связи и оставляют одну подвижность — прямолинейное перемещение. Такие направляющие можно выполнить в виде шлицевого соединения — пары V_3 . Хотя в нем и есть избыточные связи, но они безвредны, так как действуют только в пределах кинематической пары, а не в пределах механизма. Кроме того, шлицевое соединение можно выполнить очень точно: отверстие — протягиванием, валик — фрезерованием червячной фрезой.

Шлицевое соединение применяется для передвигных зубчатых колес в коробках передач. Однако оно не допускает регулирования зазора и потому не обеспечивает большой жесткости соединения, необходимой в станках. Невыгодно его применять и там, где направление передаваемых сил постоянно (в ползунах), так как нельзя расположить рабочие плоскости перпендикулярно этому направлению.

Поэтому иногда целесообразно выполнять направляющие из нескольких кинематических пар (рис. 2.18). Пять условий связи можно получить из цилиндрической пары IV_2 и точечной I_2 или I_4 (рис. 2.18, а). Такое соединение целесообразно в приборах при небольших силах. Оно удобно еще и тем, что позволяет откинуть ползун поворотом вокруг оси цилиндрической пары, что бывает важно для осмотра, ремонта механизма и других целей.

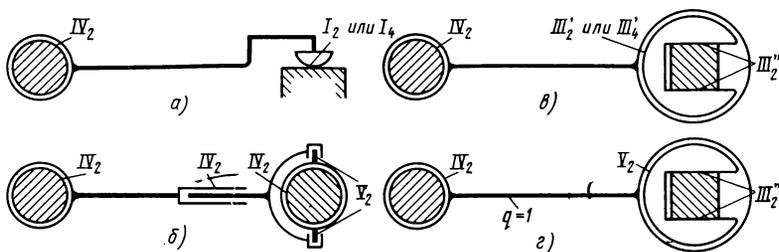


Рис. 2.18. Направляющие, составленные из нескольких кинематических пар

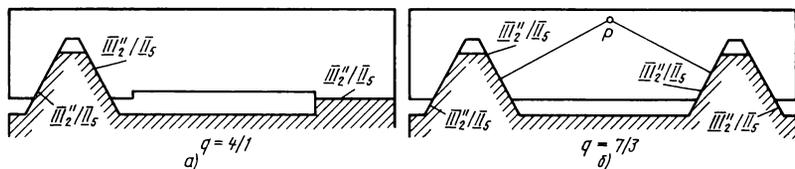


Рис. 2.19. Станочные направляющие

При больших силах пара с точечным контактом непригодна. В этом случае ее надо заменить кинематическим соединением пар пятого, четвертого или третьего классов, дающих поверхностный контакт.

Для получения пяти подвижностей (как у пары первого класса) необходимо взять три пары четвертого класса и одну пятого. Ползун с таким соединением показан на рис. 2.18, б.

Можно также применить одну шаровую пару III_2 или III_4 и одну плоскостную III_2 . Здесь возникает местная (пассивная) подвижность — вращение шарового сухаря вокруг вертикальной оси в пределах упоров, которая безвредна. Такой ползун показан на рис. 2.18, в.

Если шаровую пару заменить вращательной V_2 , то местная подвижность исчезнет, но возникнет одна избыточная связь, которая зажимает соединение и увеличивает трение в случае непараллельности пар IV_2 и III_2 (рис. 2.18, г). Так как непараллельность обычно невелика и имеются зазоры, такую избыточную связь в некоторых случаях можно допустить.

В станочных направляющих требования к точности и жесткости соединения очень высоки. Изготавливают эти направляющие с большей точностью, чем в других машинах. Поэтому в них допустимы избыточные связи. Правильная конструкция состоит из клинчатого и плоского ползун (рис. 2.19, а). Если контактные плоскости считать парами II_5 , то будет одна избыточная связь. Когда эти плоскости пересекаются по непараллельным прямым, то избыточная связь приводит к неравномерной нагрузке в продольном направлении. Практически такая непараллельность исключается, так как все плоскости обрабатывают с одной установки на станке. Всегда работают все три пары плоскостей и всегда они препятствуют наклону ползуна.

Если же плоскости считать парами III_2 , то будет четыре избыточные связи, которые при неточности изготовления приводят к неравномерной нагрузке этих плоскостей в поперечном направлении. Такими же свойствами обладают направляющие в виде «ласточкина хвоста», часто применяемые вследствие удобства регулирования зазора.

Неправильная конструкция с двумя клиноватыми ползунами показана на рис. 2.19, б. В ней очень большое число избыточных связей. Поэтому в этом случае работают не четыре плоскости, а две (четыре плоскости будут работать при очень точном изготовлении). При работе двух плоскостей, считая их парами II_5 , получим четыре условия связи вместо пяти. Это значит, что ползун получит вторую подвижность – вращение вокруг центра P мгновенного вращения (при работе внутренних плоскостей) до упора третьей пары плоскостей. Такая подвижность влияет на размеры изделия. Поэтому направляющие из двух клиноватых ползунов в станках нежелательны.

2.5. КЛИНОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Клиновой механизм состоит из двух клиньев и трех кинематических пар (рис. 2.20), т. е. $n = 2$, $p_V + p_{IV} + p_{III} = 3$, так как пары второго и первого классов отсутствуют.

При $q = 0$ и $w = 1$ по формуле (1.1) найдем $0 = 1 - 12 + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I$.

Отсюда $5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I = 11$.

Уравнения удовлетворяются при $p_{IV} = 2$ и $p_{III} = 1$, т. е. $f = 7$ (рис. 2.20, а). Такую конструкцию можно встретить в зажимных устройствах, применяемых в приспособлениях для металлообрабатывающих станков.

Определим подвижности и избыточные связи в этом механизме путем рассмотрения подвижностей в контурах: здесь $p = 3$; $n = 2$, поэтому $k = 1$. Расположим оси координат x_1 и y_1 по осям клиньев, ось x_2 в плоскости соприкосновения клиньев, ось y_2 перпендикулярно к ней и ось z перпендикулярно плоско-

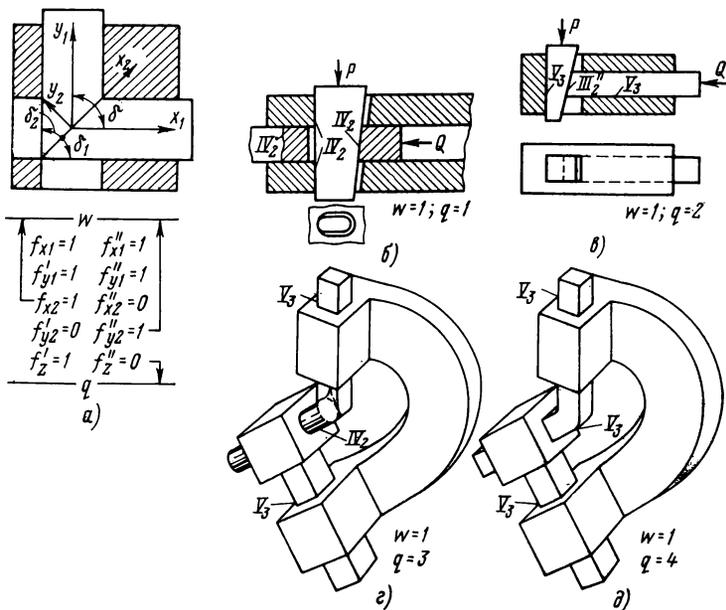


Рис. 2.20. Схемы клинового механизма:

а – лучшая; б – допустимая с одной избыточной связью; в – неправильная с двумя избыточными связями; г и д – недопустимые с тремя и четырьмя избыточными связями

сти чертежа. Линейные подвижности по осям x_1 и y_1 — скольжение клиньев $f'_{x_1} = 1$ и $f'_{y_1} = 1$; по оси x_2 — относительное скольжение клиньев в плоскостной паре в плоскости чертежа $f'_{x_2} = 1$ и по оси z — перпендикулярно плоскости чертежа $f'_z = 1$; по оси y_2 — перпендикулярно плоской паре; скольжения нет и $f'_{y_2} = 0$.

Здесь имеются линейные подвижности по осям x_1 , y_1 и z , не лежащим в одной плоскости, что достаточно для замыкания контура. Четвертая подвижность f'_{x_2} пойдет на движение механизма.

Угловые подвижности: вокруг осей x_1 и y_1 — вращение клиньев в цилиндрических парах четвертого класса $f''_{x_1} = 1$ и $f''_{y_1} = 1$ и вращение вокруг нормали y_2 к плоскостной паре между клиньями $f''_{y_2} = 1$. Угловые подвижности вокруг осей x_2 и z , расположенных в плоскости плоской пары, отсутствуют, $f''_{x_2} = 0$ и $f''_z = 0$. Получились угловые подвижности вокруг осей x_1 , y_1 и x_2 , расположенных в одной плоскости, что не дает замыкания контура, так как нет угловой подвижности вокруг оси z и получается избыточная связь. Остается одна неиспользованная угловая подвижность, которая пойдет на вторую подвижность механизма — вращение клиньев. Поэтому в рассмотренном механизме $w = 2$ и $q = 1$. Избыточная связь вызовет неравномерную нагрузку в плоскостной паре между клиньями. Только при $\delta_1 + \delta_2 < \delta$ клинья самоустанавливаются путем поворота вокруг своих осей. Тогда ось y_2 выходит из плоскости чертежа. В этом случае оси x_1 , y_1 и y_2 уже не располагаются в одной плоскости и их угловые подвижности достаточны для замыкания контура. Тогда $w = 1$ и $q = 0$. Менее удачную конструкцию, показанную на рис. 2.20, б, применяют для соединения штока с ползуном. Здесь $p_{IV} = 3$ — все три кинематические пары выполнены цилиндрическими.

По формуле (1.1) $q = 1$, т. е. имеется одна избыточная связь, которая требует точно выдержать один размер — угол клина в соответствии с углом в штоке. Выполнять в одной плоскости оси направляющих клина в штоке и ползуне не требуется, так как эти направления выравниваются вследствие поворота штока, если оси направляющих и клина не совпадут с осью штока, то это приведет только к некоторому повороту клина.

Неправильная конструкция, состоящая из двух поступательных пар V_3 и одной плоскостной III'_2 , показана на рис. 2.20, в. У нее две избыточные связи, вследствие которых требуется точное изготовление (пригонка) двух углов γ одного из клиньев.

В клиновом механизме с двумя парами V_3 и одной IV_2 (рис. 2.20, з) $w = 1$ и $q = 3$. В клиновом механизме с тремя поступательными парами V_3 (рис. 2.20, д) $w = 1$ и $q = 4$.

Из-за огромного числа избыточных связей, требующих точного выполнения многих размеров, две последние схемы для практики совершенно непригодны и даны как примеры явно неправильных конструкций.

2.6. ВИНТОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

В винтовых механизмах ведущее звено (винт) обычно имеет вращательное движение относительно стойки (подшипники — пара V_2), а ведомое (гайка) — поступательное прямолинейное (направляющие — пара V_3). Если винт и гайку выполнить, как пару V_4 (рис. 2.21), то, подставляя в (1.1) $w = 1$, $n = 2$, $p_V = 3$, получим $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 3 = 4$.

Четыре избыточные связи требуют точного совпадения оси гайки с осью винта в вертикальной и горизонтальной плоскостях и параллельности между осью винта и направляющими в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Если даже все эти условия соблюдены во время изготовления, то при износе направляющих и их подтягивании неизбежно смещение оси гайки относительно оси винта и ра-

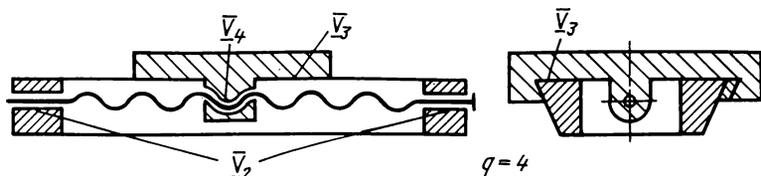


Рис. 2.21. Нецелесообразная схема винтового механизма с четырьмя избыточными связями

бота происходит за счет зазоров и изгиба последнего. Поэтому такая конструкция, применяемая в станкостроении, отличается большим трением и большим мертвым ходом. Избежать избыточных связей можно путем увеличения числа звеньев и кинематических пар. Встречается конструкция, у которой гайка соединена с ползуном цилиндрической парой IV_2 . У нее число избыточных связей на две меньше.

Конструкцию на рис. 2.21 можно улучшить, если винт опереть только одним концом на один подшипник. Тогда другой опорой будет служить гайка. При наличии зазоров и малой длине подшипника и гайки по сравнению с длиной винта их можно считать парами III_4 и III_5 .

Тогда по формуле (1.1) найдем $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 + 3 \cdot 2 = 0$.

Такая конструкция применяется в механизме пиноли задней бабки токарных станков.

Условие отсутствия избыточных связей лучше найти из формулы (1.2): $q = w + 6k - f$, так как по формуле (1.1) число условий связи изменяется при изменении числа звеньев. В случае одновинтовых механизмов (одноконтурных, $k = 1$) при $q = 0$ потребное число подвижностей кинематических пар $f = 6 + w$. Если $w = 1$, то $f = 7$, т. е. требуется семь подвижностей.

Винтовые механизмы применяют двух видов: с отдельно выполненными направляющими (см. рис. 2.22) и с направляющими — винтами. Последние применяют в винтовых подъемниках. В механизмах с отдельно выполненными направляющими винт и направляющая как пары пятого класса дают вместе две подвижности. На остальные пары остается пять подвижностей (из семи).

Если применить пары пятого класса (одноподвижные), потребуется пять пар (рис. 2.22, а). Для лучшей видимости поступательная пара V_3 (ползун — направляющие) расположена ниже винта. В действительности она должна располагаться симметрично относительно винта. То же самое сделано и на других схемах, приведенных на рис. 2.22.

На рис. 2.22, а гайка соединена с ползуном через два шарнира V_2 , а винт со стойкой — через три шарнира V_2 . Можно сделать и так: гайку соединить через три шарнира со стойкой, а винт через два шарнира с ползуном. Получается совершенно равноценная схема.

Если применить одну шаровую трехподвижную пару III'_2 , то для получения семи подвижностей кроме винта и направляющей необходимы две одноподвижные пары пятого класса (рис. 2.22, б). Можно изменить эту схему: шаровой подшипник III'_2 соединить с ползуном, а гайку через два шарнира V_2 — со стойкой.

Применимы и две цилиндрические пары IV_2 (рис. 2.22, в). Определим подвижности в контуре $f = 7 = (1 + 1) + 2 + 2 + 1$. Здесь кроме винта и направляющих требуется еще одна одноподвижная пара V_2 (подшипники винта).

Схема на рис. 2.22, в проще, чем на рис. 2.22, а — пять пар вместо семи. Кроме того, у нее винт имеет только вращательное движение, что упрощает привод к нему.

Если использовать две пары IV_3 шаровых со штифтом (рис. 2.22, г), получается механизм, широко применяемый в слесарных тисках (стуловых). Правда,

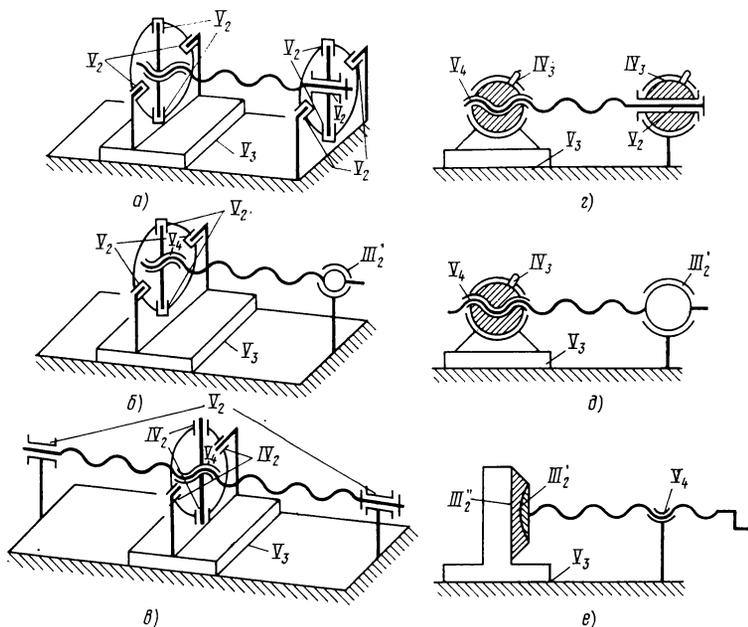


Рис. 2.22. Рациональные схемы винтовых механизмов

там не поступательная пара V_3 , а вращательная V_2 соединяет подвижную губку со стойкой.

Аналогичную конструкцию, но с двумя цепными парами IV_4 , применяли в винтовых сцепках железнодорожных вагонов. Такая конструкция очень напряженная, так как вес сцепки был ограничен силой сцепщика. Если бы в ней были избыточные связи, то они сделали бы конструкцию неработоспособной.

Можно взять также одну шаровую пару III'_2 (трехподвижную) и одну пару IV_3 (двухподвижную) шаровую со штифтом (рис. 2.22, д). Подвижности в этом случае $f = 7 = (1 + 1) + 3 + 2$.

При двух трехподвижных парах III'_2 и III''_2 (рис. 2.22, е) $f = (1 + 1) + 3 + 3 = 8$.

Получилось подвижностей на единицу больше, что указывает на местную подвижность — вращение подкладки между винтом и ползуном. Такая конструкция встречается в ручных прессах, в которых винт работает на продольный изгиб. Однако, если изменить расположение звеньев, можно сделать винт работающим на растяжение.

В подъемниках (домкратах), где сами винты служат направляющими, легче избежать избыточных связей. В одновинтовом подъемнике (рис. 2.23) для этого необходимо применить самоустанавливающуюся шариковую пяту, т. е. пару первого класса. В таких подъемниках обычно гайка имеет вращательное движение, а винт — поступательное, так как он снабжен шпоночной канавкой и направляется по втулке со шпонкой. Здесь $p_V = 2$ и $p_I = 1$. Следовательно, $f = 7$.

По формуле (1.1) найдем $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 1 \cdot 1 = 0$.

Если применить несамустанавливающуюся шариковую пяту, т. е. пару третьего класса, то получим $q = 2$. Две избыточные связи требуют точного выполнения торцовых поверхностей гайки и втулки перпендикулярно оси винта. Для этого

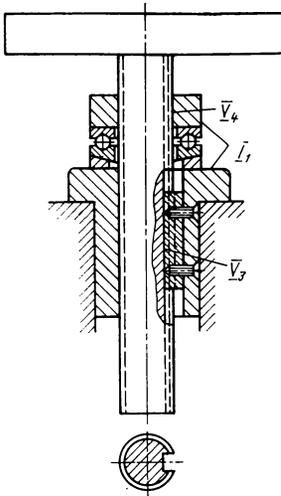


Рис. 2.23. Рациональная схема одновинтового подъемника

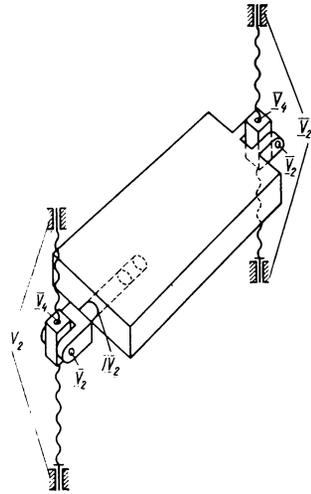


Рис. 2.24. Рациональная схема двухвинтового подъемника

точить эти поверхности необходимо с одной установки на станке вместе с нарезанием резьбы для гайки и растачиванием отверстия для втулки.

Винт одновинтового подъемника при несовпадении точки приложения нагрузки с его осью подвергается изгибу, что является его недостатком.

Двухвинтовой подъемник (рис. 2.24) также можно сконструировать без избыточных связей. В таких подъемниках винты работают от общего привода. Однако механизмы без избыточных связей должны допускать и раздельный привод, т. е. $w = 2$. Этот случай рассмотрим, чтобы не вводить в расчет механизм привода. Гайки подъемных винтов нельзя соединять жестко с платформой. Лучше одну соединить вращательной V_2 и цилиндрической IV_2 парами, а другую – вращательной парой V_2 . Тогда найдем по формуле (1.1) $q = 2 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 6 + 4 \cdot 1 = 0$.

Благодаря отсутствию избыточных связей такой механизм может безотказно работать даже при широких допусках при изготовлении, сборке и эксплуатации (осадка фундаментов). Он может применяться и в тех случаях, когда платформа надо еще наклонять платформу.

В двухвинтовом подъемнике винт не подвергается изгибу, если нагрузка совпадает с осью платформы, т. е. здесь условия более благоприятные, чем в одновинтовом подъемнике.

Совершенно избежать изгибающих моментов в винтах можно в трехвинтовом подъемнике (рис. 2.25), что целесооб-

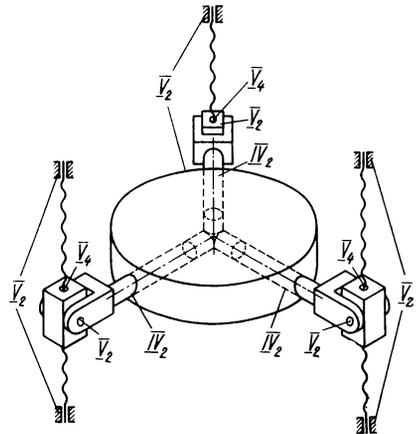


Рис. 2.25. Рациональная схема трехвинтового подъемника

разно при большой платформе. В этом подъемнике винты могут работать как от общего привода, так и раздельно.

Рассмотрим последний случай, т. е. когда $w = 3$. В этом подъемнике гайки всех трех подъемных винтов следует соединять с платформой при помощи вращательных и цилиндрических пар. Тогда по формуле (1.1) найдем $q = 3 - 6 \cdot 10 + 5 \cdot 9 + 4 \cdot 3 = 0$. Он может применяться в тех случаях, когда кроме подъема надо платформу поворачивать вокруг двух осей.

Подъемники с числом винтов больше трех для устранения избыточных связей требуют специальных уравнивающих устройств, поэтому применение их нецелесообразно.

2.7. КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫЙ МЕХАНИЗМ

Кривошипно-ползунный механизм, преобразующий вращательное движение в поступательное или обратно, применяют наиболее часто. В нем применены пары с поверхностным контактом. Механизм прост по устройству и пригоден для передачи больших усилий. Он позволяет валу делать полный оборот, следовательно, его можно использовать для непрерывного вращения.

На плоской схеме, независимо от классов кинематических пар, по формуле (1.5) механизма не имеет избыточных связей: $q_n = 1 - 3 \cdot 3 + 2 \cdot 4 = 0$.

Если взять все пары V класса, то по формуле (1.1) найдем $q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 4 = 3$. Это значит, что при неточностях изготовления во время сборки в последней кинематической паре возникнут натяги трех видов. Если этой парой является ползун — направляющая, то натяги будут следующие: первый натяг возникает, когда ползун не попадает в направляющие вдоль оси вала (в направлении, перпендикулярном к оси вала, ползун можно всегда завести в направляющие за счет подвижностей головок шатуна); второй и третий натяги получаются при несовпадении направляющих в двух плоскостях, параллельных оси вала, — горизонтальной и вертикальной (в плоскости, перпендикулярной к оси вала, этого совпадения всегда достигают вследствие подвижностей головок шатуна).

Эти избыточные связи требуют большей точности изготовления и сборки механизма, что особенно трудно осуществить при больших его размерах.

Условие отсутствия избыточных связей получим по формуле (1.1), подставив в нее $n = 3$, $w = 1$ и $q = 0$:

$$1 - 3 \cdot 6 + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} = 0,$$

или $5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} = 17$, т. е. сумма классов кинематических пар (число наложенных условий связи) должна быть равна семнадцати. Пары первого и второго классов не вошли в формулу, так как в этих механизмах их не применяют.

В другом виде условие отсутствия избыточных связей можно получить по формуле (1.2): $q = w + 6k - f$.

Подставив $q = 0$, $w = 1$ и $k = 1$ (число контуров), получим $f = 7$, т. е. сумма подвижностей кинематических пар должна быть равна семи.

Полученные числа 17 и 7 справедливы только для подвижности $w = 1$. При других значениях подвижности они соответственно будут равны (по формулам (1.1) и (1.2)):

w	1	2	3
$\sum ip_i$	17	16	15
f	7	8	9

В рациональных схемах кривошипно-ползунного механизма целесообразно применять шаровые пары III'_1 , которые могут быть сферическими шариковыми или сферическими роликовыми с закрепленным наружным кольцом или пары на подшипниках скольжения III'_2 . Конструкция такой пары, применяемая в двигателях

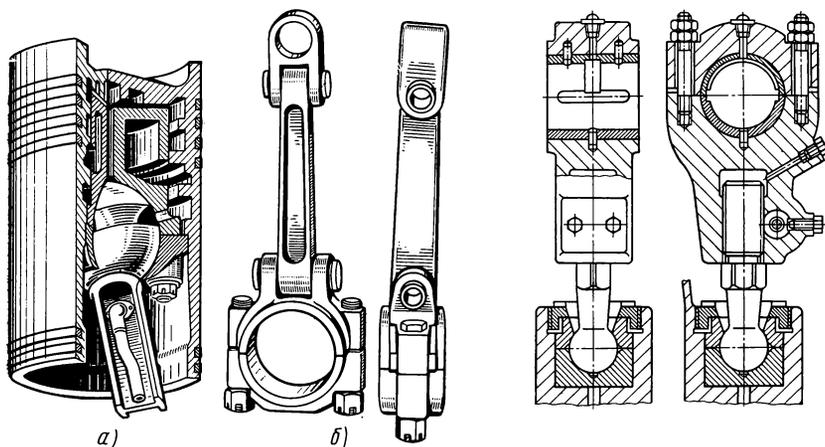


Рис. 2.26. Шатуны рациональных кривошипно-ползунных механизмов, применяемые в двигателях внутреннего сгорания:

a — с шаровой парой; *б* — с добавочными шарнирами, предложенные В. С. Саленко для двигателя автомобиля «Москвич»

Рис. 2.27. Рациональная конструкция шатуна с шаровой парой, применяемая в прессах

внутреннего сгорания, показана на рис. 2.26, *a*, а применяемая в прессах — на рис. 2.27.

В дальнейшем на схемах шаровую пару будем изображать кружком, диаметр которого больше диаметра кружка, изображающего вращательную пару. Пары IV_3 шаровые со штифтом будем изображать тоже кружком увеличенного диаметра, а штифт условно направлять вкось. В действительности штифт должен иметь направление по геометрической оси шарнира.

Пары II_3 или II_1 не рассматриваем, так как кольцевая пара II_3 непригодна для больших сил из-за линейчатого контакта, а пару II_1 из-за большого трения наружного кольца нельзя применять там, где движение самоустанавливаемости является периодическим, т. е. она не годится для головок шатуна. Конечно, пару II_1 вместе с парой III_1 можно применить на коренном валу, где они образуют пару V_1 , которая так и обозначена на схемах.

В кривошипно-ползунных механизмах ползун можно выполнять или в виде цилиндрической пары IV_2 (рис. 2.28, *a* — *м*), или в виде поступательной пары V_3 (рис. 2.29, *a* — *л*). Цилиндрическую пару IV_2 условно изображаем в виде тронкового поршня, а поступательную V_3 — в виде одностороннего ползуна (аналогично паровозному).

Поставленному выше условию рациональной схемы (17 условий связи) могут удовлетворить: одна пара¹ V_{12} и три пары четвертого класса (рис. 2.28, *a*, *б*). При этом не должно быть двух цилиндрических пар IV_2 с параллельными осями, иначе появятся местная вредная подвижность и одна избыточная связь (см. рис. 1.12, *в*).

Тому же условию удовлетворяют две пары V_{12} и V_3 , IV_3 и III'_{12} (рис. 2.29, *a*, *б*).

¹ Пара V_{12} обозначает пару пятого класса из столбца 1 или 2 (табл. 1.1).

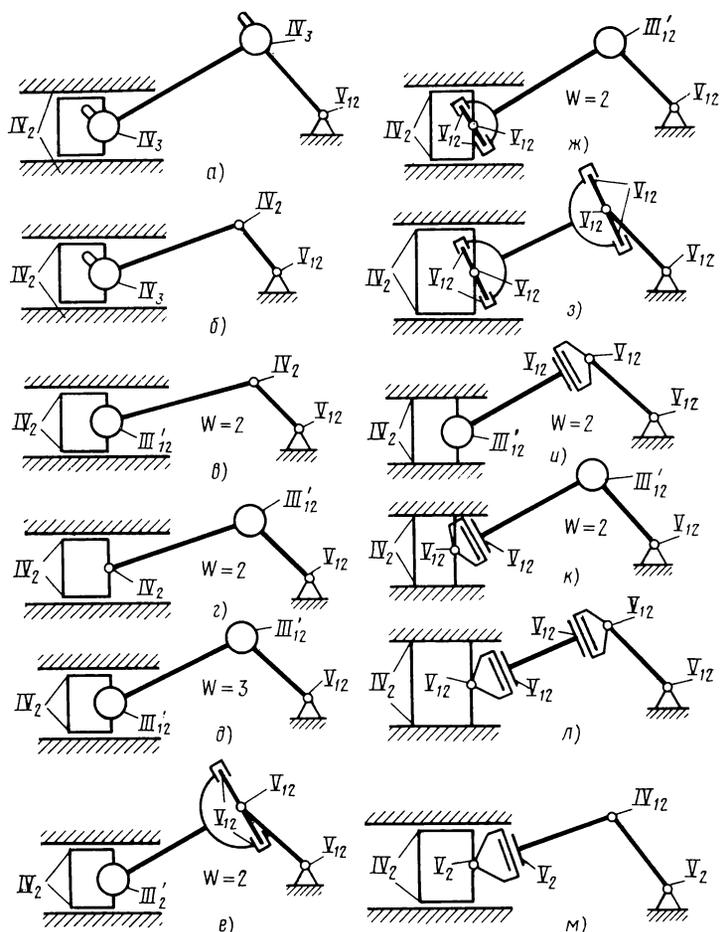


Рис. 2.28. Рациональные схемы кривошипно-ползунного механизма с цилиндрическим ползуном

Пара IV_3 шаровая со штифтом имеет линейчатый контакт, поэтому непригодна для передачи больших сил. Она очень неконструктивна и ее почти невозможно выполнить на подшипниках качения. Поэтому ее заменяют цилиндрической парой IV_2 (рис. 2.29, в – прессы и 2.29, г – паровозы на подшипниках качения). Необходимо отметить, что в механизме на рис. 2.28, а нельзя две пары IV_3 заменить двумя парами IV_2 , так как тогда появится избыточная связь и недопустимая местная подвижность (шатун «снимается» с механизма).

В случае применения цилиндрических пар IV_2 самоустанавливаемость достигается за счет осевого скольжения в этой паре. Необходимо, чтобы это скольжение было возможно, а не устранялось за счет самоторожения.

Рассмотрим механизм с цилиндрической парой IV_2 на пальце кривошипа (см. рис. 2.28, в или рис. 2.29, в). Для возможности осевого скольжения нагрузка в цилиндрической паре должна быть неравномерной. Будем считать, что эпюра

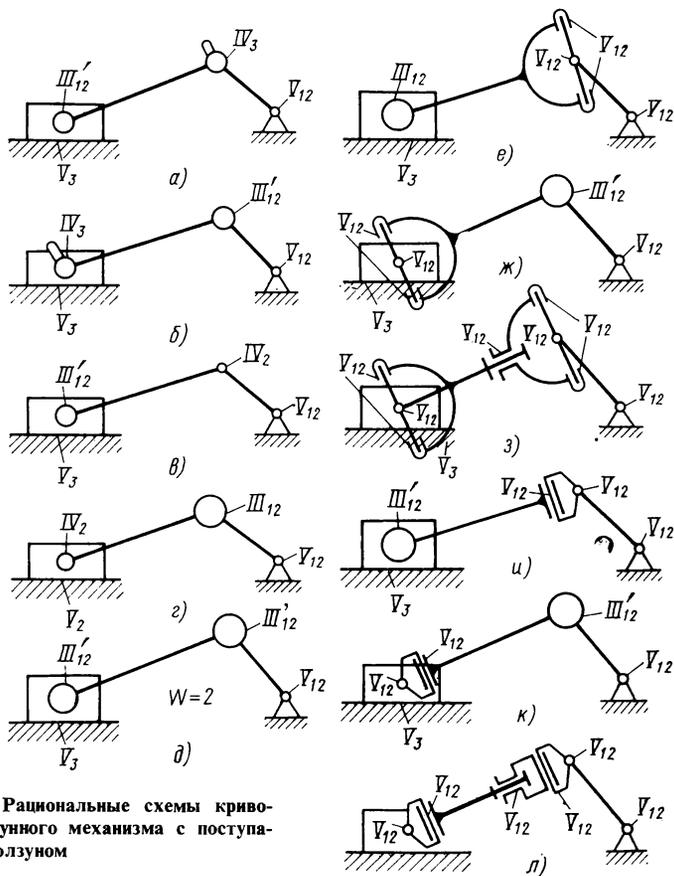


Рис. 2.29. Рациональные схемы кривошипно-ползунного механизма с поступательным ползунком

нагрузок по всей длине пары будет треугольником (рис. 2.30). Тогда центр тяжести треугольника нагрузки будет отстоять от оси шатуна на $b/6$. Сила Q , передаваемая шатуном, должна проходить через этот центр тяжести и центр шаровой головки и для возможности скольжения составлять с нормалью угол трения φ_n .

Тогда

$$b > 6 L \operatorname{tg} \varphi_n \tag{2.1}$$

Но $\operatorname{tg} \varphi_n = f_n = \frac{4}{\pi} f$. Здесь f_n – приведенный коэффициент трения по формуле для приработавшейся цапфы. Подставляя значение f_n в формулу (2.1), получим

$$b > \frac{24}{\pi} f L \tag{2.2}$$

Формула (2.2) дает очень большие размеры кинематических пар, например при $f = 0,1$ $b > 0,76 L$.

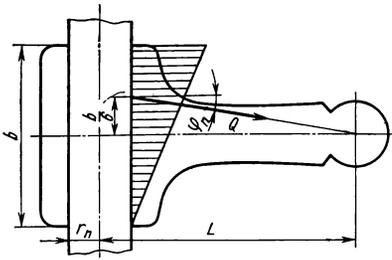


Рис. 2.30. Схема силы, действующей на шатун от кривошипа с цилиндрической парой

Этот случай возможен при применении подшипника качения, у которого осевая подвижность достигается за счет подвижной посадки наружного кольца. Поэтому такая конструкция недопустима. Следует применять роликовые подшипники без бортов на одном из колец типа 2000 или 32000.

В подшипниках скольжения необходимая длина b подшипника получается много меньше, если одновременно с относительным осевым перемещением происходит относительное вращение. В этом случае сила трения, направление которой противоположно полной относительной скорости, получает более благоприятное направление, уменьшается ее осевая слагаемая F_n , определяющая угол трения по формуле

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \frac{F_n}{Q}.$$

Подставим сюда из формулы (1.32) значение

$$F_n = Q \frac{4}{\pi} f \frac{v_n}{\sqrt{\omega^2 r_n^2 + v_n^2}}.$$

Получим

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \frac{4}{\pi} f \frac{v_n}{\sqrt{\omega^2 r_n^2 + v_n^2}} = \frac{\frac{4}{\pi} f}{\sqrt{\left(\frac{\omega r_n}{v_n}\right)^2 + 1}}. \quad (2.3)$$

Так как скорость осевого скольжения (самоустановивания) очень мала по сравнению с окружной скоростью ωr_n , единицей под корнем можно пренебречь. Тогда

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \frac{4}{\pi} f \frac{v_n}{\omega r_n}. \quad (2.4)$$

Подставив это в формулу (2.1), получим

$$b > \frac{24}{\pi} \frac{L}{r_n} f \frac{v_n}{\omega}. \quad (2.5)$$

Чтобы определить допуски на допустимые перекосы звеньев механизма, найдем из формулы (2.5)

$$\frac{s}{2\pi} = \frac{v_n}{\omega} < \frac{\pi}{24} \frac{b}{L} \frac{r_n}{f}. \quad (2.6)$$

Относительное движение в цилиндрической паре шатуна получилось винтовым, максимальный шаг которого s по условиям трения (отсутствие заклинивания) определяется по формуле (2.6). Этот шаг зависит от коэффициента трения f и от эпюры распределения нагрузки по длине цапфы (треугольник).

При $L = 565$, $r_{II} = 77,5$ и $b = 100$ (двигатель 6Ч 23/30, кривошипная головка)

$$s_k = \frac{\pi^2}{12} \frac{b}{L} \frac{r_{II}}{f} = \frac{\pi^2}{12} \frac{100}{565} \frac{77,5}{0,1} = 113 \text{ мм.}$$

Для сравнения найдем радиус круга трения в той же головке:

$$\rho_k = \frac{4}{\pi} f r_{II} = \frac{4}{\pi} 0,1 \cdot 77,5 = 9,9 \text{ мм.}$$

Для поршневой головки, у которой $L = 565$, $r_{II} = 45$ к $b = 92$,

$$s_{II} = \frac{\pi^2}{12} \frac{b}{L} \frac{r_{II}}{f} = \frac{\pi^2}{12} \frac{92}{565} \frac{45}{0,1} = 60,2 \text{ мм,}$$

а радиус круга трения $\rho_{II} = \frac{4}{\pi} f r_{II} = \frac{4}{\pi} 0,1 \cdot 45 = 5,73 \text{ мм.}$

Чтобы определить допуски на перекосы звеньев, найдем, при каких перекосах в кривошипной головке получится это предельное винтовое движение с шагом s .

Рассмотрим кривошипно-ползунный механизм, у которого палец кривошипа перекошен на угол γ (рис. 2.31). В этом случае наибольшее осевое перемещение кривошипной головки на одну сторону $k = Ltg\gamma$.

Приняв, что относительное осевое перемещение происходит по гармоническому закону и обозначив угол поворота вала через δ , получим текущее перемещение $x = k \sin \delta = Ltg\gamma \sin \delta$ и скорость $v = \omega Ltg\gamma \cos \delta$.

Максимальная скорость (наиболее опасная) $v_{II} = \omega Ltg\gamma$.

Найдем отсюда

$$\frac{s_k}{2\pi} = \frac{v_{II}}{\omega} = Ltg\gamma.$$

Решив это уравнение относительно угла перекоса пальца кривошипа, получим

$$tg\gamma = \frac{s_k}{2\pi L}. \quad (2.7)$$

Для того же примера (двигатель 6Ч 23/30)

$$tg\gamma = \frac{113,0}{2\pi \cdot 565} = 0,0318 \text{ и } \gamma = 1,8^\circ$$

Рассмотрим случай перекоса направляющих на угол γ (рис. 2.32), т. е. когда направляющие не перпендикулярны коренному валу. Здесь $2k = 2R tg\gamma$.

Приняв гармонический закон осевого скольжения, запишем

$$x = k \sin \delta = R tg\gamma \sin \delta; \quad v = \omega R tg\gamma \cos \delta; \quad v_{II} = \omega R tg\gamma$$

$$\text{и } \frac{s_k}{2\pi} = \frac{v_{II}}{\omega} = R tg\gamma. \text{ Здесь мы по-прежнему пренебрег-$$

ли угловой скоростью шатуна, которая незначительна по сравнению с угловой скоростью кривошипа.

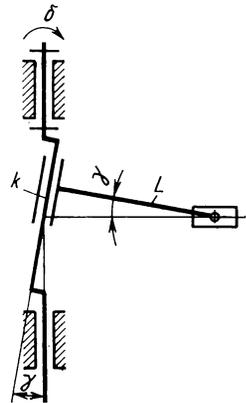


Рис. 2.31. Кривошипно-ползунный механизм с пальцем кривошипа, перекошенным на угол γ

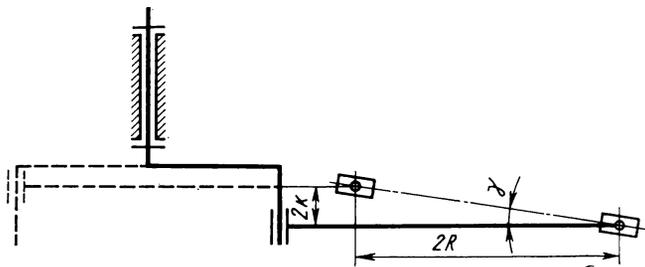


Рис. 2.32. Кривошипно-ползунный механизм с перекошенными направляющими

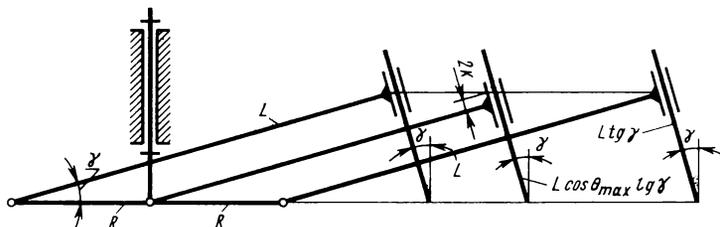


Рис. 2.33. Кривошипно-ползунный механизм с перекошенным поршневым пальцем

Из последней формулы найдем

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s_k}{2\pi R}. \quad (2.8)$$

Для того же двигателя 6Ч 23/30 ($R = 150$) получим

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{113,0}{2\pi \cdot 150} = 0,12; \quad \gamma = 6,8^\circ.$$

Если перекошена кривошипная головка шатуна, то она сместится в осевом направлении на постоянную величину. Следовательно, сила трения в этой головке будет направлена по окружности, т. е. противоположно скорости скольжения.

Осевой силы трения здесь не будет, и следовательно, не может быть само-торможения. Будет одинарная самоустанавливаемость. Поэтому этот случай нами не рассматривается.

Перейдем к механизму, у которого цилиндрическая пара IV_2 стоит на ползуне (см. рис. 2.28, г и 2.29, г). Рассмотрим случай, когда в ползуне палец перекошен на угол γ в горизонтальной плоскости, проходящей через ось коренного вала (рис. 2.33). На рисунке показан вид сверху на механизм в трех положениях: в двух мертвых точках и при вертикальном положении кривошипа. В мертвых положениях поршневая головка шатуна сместится в сторону на величину $L \operatorname{tg} \gamma$. Именно эту величину и следует учитывать при определении необходимых зазоров.

В среднем положении шатун наклонится на угол θ_{\max} (рис. 2.34), проекция его на горизонтальную плоскость будет равна $L \cos \theta_{\max}$, а смещение поршней головки — $L \cos \theta_{\max} \operatorname{tg} \gamma$.

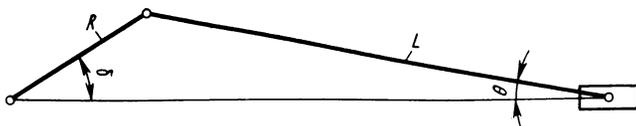


Рис. 2.34. Плоская схема кривошипно-ползунного механизма

Разность смещений в этих положениях дает величину продольного скольжения поршневой головки

$$2k = L \operatorname{tg} \gamma - L \operatorname{tg} \gamma \cos \theta_{\max} = 2L \operatorname{tg} \gamma \sin^2 \frac{\theta_{\max}}{2}. \quad (2.9)$$

В кривошипно-ползунном механизме (рис. 2.34)

$$\sin \theta = \frac{R}{L} \sin \delta.$$

После дифференцирования последней формулы по t получим

$$\omega_{\text{шат}} \cos \theta = \omega \frac{R}{L} \cos \delta,$$

или

$$\omega_{\text{шат}} = \omega \frac{R \cos \delta}{L \cos \theta}. \quad (2.10)$$

$$\text{При } \delta = 90^\circ \sin \theta_{\max} = \frac{R}{L}.$$

Так как обычно $\frac{R}{L} < \frac{1}{3,5}$ и $\theta_{\max} < 17^\circ$, то примем

$$\sin \frac{\theta_{\max}}{2} \approx \frac{R}{2L}.$$

Подставим это значение в формулу (2.9), тогда

$$k = \frac{R^2}{4L} \operatorname{tg} \gamma. \quad (2.11)$$

Допустим, что перемещение поршневой головки вдоль пальца происходит по гармоническому закону, конечно, это будет гармоника второго порядка $x = k \cos 2\delta$. Поэтому скорость (опуская знак)

$$v = 2\omega k \sin 2\delta = \omega \frac{R^2}{2L} \operatorname{tg} \gamma \sin 2\delta.$$

Поделив полученную формулу на формулу (2.10), найдем

$$\frac{v}{\omega_{\text{шат}}} = R \operatorname{tg} \gamma \cos \theta \sin \delta.$$

При $\delta = 90^\circ$; $\theta = \theta_{\max}$ и $v = v_{\text{п}}$ получим

$$\frac{v_{\text{п}}}{2\pi} = \frac{v_{\text{п}}}{\omega_{\text{шат}}} = R \operatorname{tg} \gamma \cos \theta_{\max}.$$

Отсюда

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s_{\Pi}}{2\pi R \cos \theta_{\max}}. \quad (2.12)$$

Для указанного выше примера, учитывая, что в формулу (2.12) входит шаг для поршневой головки, который меньше, чем для кривошипной, имеем

$$\sin \theta_{\max} = \frac{R}{L} = \frac{150}{565}; \quad \theta_{\max} = 15,4^\circ$$

По формуле (2.12) найдем

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{60,2}{2\pi \cdot 150 \cos 15,4^\circ} = 0,0664 \quad \text{и} \quad \gamma = 3,8^\circ$$

Необходимо рассмотреть еще случай перекоса поршневого пальца в продольной вертикальной плоскости (рис. 2.35). Правда, этот случай встречается только при выполнении направляющих в виде пары пятого класса. Если же направляющие выполнены в виде цилиндрической пары четвертого класса (тронковый поршень), то за счет самоустанавливаемости этот угол устранится. На рис. 2.35 $k = R \sin \gamma$. Считая скорость осевого скольжения изменяющейся по гармоническому закону, получим $v = \omega k \cos \delta = \omega R \sin \gamma \cos \delta$.

Определим $\omega_{\text{шат}}$ поделив последнюю формулу на формулу (2.10):

$$\frac{v}{\omega_{\text{шат}}} = L \sin \gamma \cos \theta.$$

Максимальное значение этого отношения при $\delta = 0$ и $\theta = 0$

$$\frac{s_{\Pi}}{2\pi} = \frac{v_{\max}}{\omega_{\text{шат}}} = L \sin \gamma, \quad (2.13)$$

откуда

$$\sin \gamma = \frac{s_{\Pi}}{2\pi L} \quad (2.14)$$

Рассмотрим еще случай перекоса направляющих на угол γ , т. е. когда направляющие не перпендикулярны коренному валу (рис. 2.36). Здесь $k = R \sin \gamma$.

По-прежнему считаем закон осевого скольжения гармоническим. Однако при $\delta = 0$ $x = k$; при $\delta = 90^\circ$ $x = 0$ и при $\delta = 180^\circ$ $x = -k$.

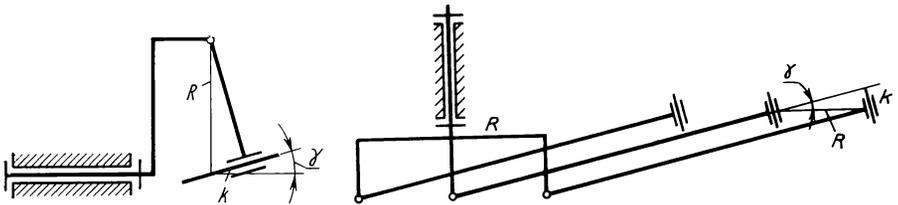


Рис. 2.35. Механизм с поступательным ползуном и перекошенным поршневым пальцем (вид с торца)

Рис. 2.36. Механизм с цилиндрической парой на ползуне и перекошенными направляющими

Рис. 2.37. Схема шатуна с кривошипной головкой на игольчатых подшипниках

Этим условиям удовлетворяет зависимость $x = k \cos \delta$, или $x = R \sin \gamma \cos \delta$. Дифференцируя ее и опуская знак, получим $v = \omega R \sin \gamma \sin \delta$. Поделим это выражение на $\omega_{\text{шат}}$ из формулы (2.10):

$$\frac{v}{\omega_{\text{шат}}} = L \cos \theta \operatorname{tg} \delta. \quad (2.15)$$

Максимальное значение при $\delta = 90^\circ$

$$s_{\text{п}} = 2\pi \frac{v_{\text{п}}}{\omega_{\text{шат}}} = \infty. \quad (2.16)$$

Формула показывает, что самоустанавливаемость здесь невозможна. Поэтому цилиндрическую пару всегда надо ставить на кривошип, а шаровую на ползун (нельзя ставить цилиндрическую пару на ползун).

Обобщая эти сведения для всех механизмов, можно сделать вывод, что цилиндрическую пару IV_2 следует ставить только там, где она делает полный оборот.

Подсчеты показали, что в механизме без избыточных связей допуски на перекосы оказались очень большие. Следует помнить, что они найдены из условия треугольного закона нагрузки цапфы. Целесообразно их брать меньшими, чтобы улучшить условия работы кинематических пар.

В случае применения подшипников качения в цилиндрической паре IV_2 следует применять роликовые подшипники без бортов на одном из колец (тип 2000 или 32000). Если требуется большая нагрузочная способность при малой скорости, целесообразны игольчатые подшипники (рис. 2.37).

В этом случае

$$L < \frac{b}{2 \operatorname{tg} \varphi_{\text{п}}}. \quad (2.17)$$

Если без бортов выполнено внутреннее кольцо, то для определения $\operatorname{tg} \varphi_{\text{п}} = F_{\text{п}}/Q$ следует найти $F_{\text{п}}$ по формуле

$$F_{\text{п}} = f \left\{ \left[0,92 + 0,37 \operatorname{arctg} \frac{140 v_{\text{п}}}{(D + 3d)\omega} \right] Q - \frac{5 \lambda z (D - d)^2}{64} \right\},$$

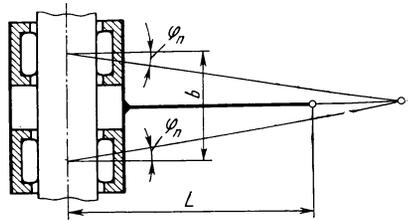
а если без бортов выполнено наружное кольцо, то $F_{\text{п}}$ определяем по формуле

$$F_{\text{п}} = f \left\{ \left[0,92 + 0,37 \operatorname{arctg} \frac{140 v_{\text{п}}}{(3D + d)\omega} \right] Q - \frac{5 \lambda z (D - d)^2}{46} \right\},$$

где D и d — соответственно диаметры наружного и внутреннего колец по кругу качения (см. рис. 1.21); z — число роликов в подшипнике; λ — отношение длины ролика к его диаметру.

Сравнение этих формул показывает, что в последнем случае трение меньше, так как $3D + d > D + 3d$. Поэтому лучше применять подшипники с безбортовым наружным кольцом (тип 2000).

При цилиндрическом ползуне можно совсем избежать шаровой пары со штифтом, если заменить ее шаровой парой III'_{12} (см. рис. 2.28, е). При этом появляется местная подвижность — вращение поршня вокруг своей оси ($w = 2$). Она безвредна



в четырехтактных двигателях; в двухтактных она недопустима, так как в них стыки поршневых колец не должны попадать на впускные и выпускные окна.

Шаровую пару III'_{12} нужно ставить на поршневую головку шатуна (см. рис. 2.28, в). Ее опасно ставить на кривошипную (см. рис. 2.28, г), так как в мертвом положении шатун с поршнем можно повернуть вокруг кривошипной головки III'_{12} и во время пуска машины произойдет поломка. Это еще раз подтверждает, что недопустимо ставить на ползун цилиндрическую пару IV_2 .

Цилиндрическая пара IV_2 ограничивает возможности самоустановки. Поэтому на поршневом пальце ее целесообразно заменить на шаровую III'_{12} (см. рис. 2.28, д и 2.29, д). При этом добавляется местная подвижность — вращение шатуна вокруг своей оси (в пределах упоров). В двухтактных машинах эта схема непригодна, так как она позволяет проход стыков колец через впускные и выпускные окна, что недопустимо.

Другой путь избежать пар IV_3 и IV_{12} состоит в замене их кинематическим соединением IV_a (см. табл. 1.4 и рис. 2.28, е, ж, 2.29, е, ж). На рис. 2.29, е, ж безразлично, на какой головке шатуна ставить шаровую пару III_{12} и кинематическое соединение из двух пар V_{12} . На схеме рис. 2.28, е шаровую пару на кривошипную головку также опасно как и на 2.28, г.

В тех случаях, когда отклонения размеров звеньев очень велики, добавочные угловые подвижности сферических подшипников качения могут оказаться недостаточными. Тогда и шаровые пары III_{12} целесообразно заменить кинематическое соединением III_a (табл. 1.4, рис. 2.29, з). Третья пара V_{12} передает только осевое усилие, поэтому она вынесена в сторону от точки пересечения осей, что упрощает конструкцию.

При цилиндрическом ползуне IV_2 обе головки шатуна должны быть соединениями четвертого класса (IV_a , рис. 2.28, з). Применяют такую схему в механизмах регулирования паровых турбин.

В кинематических соединениях на рис. 2.28, е, ж, з и 2.29, е, ж, з оси вращательных пар пересекаются. Такая схема теоретически наилучшая, но конструкция при этом получается громоздкой. Поэтому эту схему применяют, например, в паровых турбинах, где смещения звеньев от расширения при нагревании очень велики. В тех случаях, когда смещения звеньев незначительны (двигатели внутреннего сгорания), целесообразно применять схемы со скрещивающимися осями вращательных пар в кинематических соединениях (см. рис. 2.28, и, к, л и рис. 2.29, и, к, л).

Схему на рис. 2.28, л предложил В. С. Саленко, который переделал на эту схему двигатель автомобиля «Москвич». Новая конструкция шатуна показана на рис. 2.26, б. Испытания ее показали, что уменьшилось трение механизма, особенно сильно уменьшился момент страгивания. Этого и следовало ожидать, так как в механизме без избыточных связей натяги отсутствуют. Устранились перекосы поршня, что улучшило герметичность. Все вместе привело к тому, что двигатель стал гораздо лучше запускаться.

Испытаний по износу поршня и цилиндра пока не проведено, однако следует ожидать улучшения и в этом направлении. В целом эта схема очень перспективна. Еще более перспективна схема на рис. 2.28, м, так как она проще 2.28, л и более технологична, чем 2.28, в и 2.28, а.

2.8. КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫЙ МЕХАНИЗМ

Плоская схема кривошипно-коромыслового механизма изображена на рис. 2.38, а. Проверка ее по формуле (1.5) или (1.6) показывает, что $q_{II} = 0$, т. е. нет особо вредных избыточных связей. Чтобы не было никаких избыточных связей, подставим в формулу (1.1) $q = 0$, $w = 1$, $n = 3$ и, учитывая, что в механизме нет пар первого и второго классов $p_I = 0$ и $p_{II} = 0$, получим выражение для числа условий связи кинематических пар этого механизма $5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} = 17$.

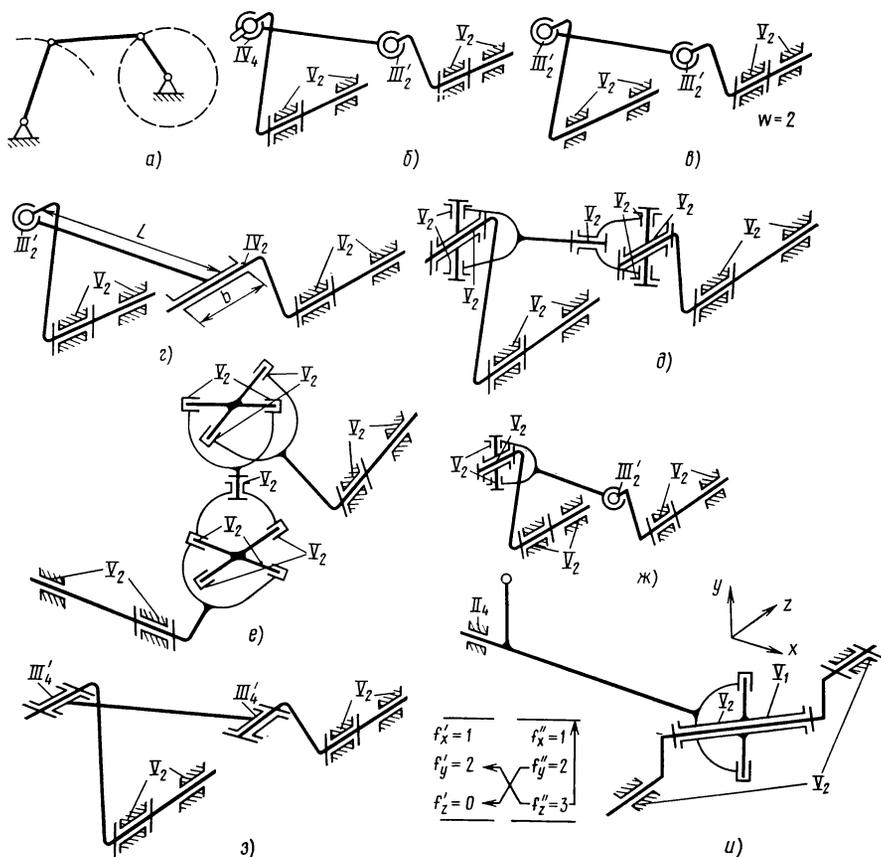


Рис. 2.38. Рациональные схемы кривошипно-коромыслового механизма

То же условие в виде числа подвижностей можно найти аналогичной подстановкой в формулу (1.2). Тогда для числа подвижностей кинематических пар замкнутого контура получим $f' = 7$. Эти уравнения удовлетворяются при двух парах V_2 , одной IV_3 и одной III'_2 (рис. 2.38, б). К сожалению, пара IV_3 шаровая со штифтом имеет у последнего линейчатый контакт звеньев и непригодна для больших сил, поэтому схема 2.38, б пригодна только для очень легких механизмов. Избежать пары IV_3 можно, если заменить ее шаровой парой III'_2 (рис. 2.38, в). Подвижность механизма станет равной двум, добавится местная безвредная подвижность — вращение шатуна вокруг своей оси. Примером такой схемы может служить широко распространенная и полностью себя оправдавшая рулевая трапеция автомобиля.

Эту схему содержат и биологические механизмы. Очень ответственный механизм в организме человека — передача от барабанной перепонки к внутреннему уху — выполнена на шаровых шарнирах. Передача состоит из кривошипа (молоточка), шатуна (наковальни) и коромысла (стремечка), составляющего одно целое с внутренним ухом.

Особенно целесообразна схема на рис. 2.38, в в случае шаровых пар на сферических подшипниках качения.

Конечно, обе шаровые пары должны быть на головках шатуна. Если даже одну из них поставить между кривошипом и стойкой, то местная подвижность приведет к тому, что кривошип с шатуном «повалятся» и механизм будет неработоспособным.

Другой путь получения рационального механизма заключается в замене шаровой со штифтом пары IV_3 цилиндрической IV_2 (рис. 2.38, з). Самоустанавливаемость при этом достигается за счет продольного скольжения пары. Этой самоустанавливаемости мешает трение. Поэтому устанавливать ее надо на кривошипе, а не на коромысле. Проверку на самоустанавливаемость можно приближенно производить по формулам, выведенным выше для кривошипно-ползунного механизма.

Третий путь получения самоустанавливающихся механизмов заключается в применении кинематических соединений (см. табл. 1.4) вместо пар IV_3 и III_2' (см. рис. 3.38, д). Пару IV_3 заменяют соединением IV_a , состоящим из двух вращательных пар V_2 , а пару III_2' — соединением III_a , включающим три пары V_2 . В результате получается механизм из семи пар (семь подвижностей в контуре) и семи звеньев (включая стойку).

Механизмы на рис. 2.38, в и д можно применить и в случае перпендикулярных осей кривошипов (рис. 2.38, е). Такая схема встречается в механизмах регулирования паровых турбин. Однако в обычных конструкциях вращательная пара на оси шатуна отсутствует и, следовательно, остается избыточная связь.

Можно заменить кинематическим соединением только пару IV_3 , а шаровую пару III_2' сохранить. Получается механизм из четырех вращательных пар V_2 и одной шаровой III_2' , они тоже дают семь подвижностей на контуре (рис. 2.38, ж).

Наконец, при очень больших размерах звеньев по сравнению с размерами кинематических пар (в 50 раз и более) последние на пальцах кривошипа и коромысла, с учетом зазоров, можно считать шаровыми III_4' и допускать схему, показанную на рис. 2.38, з.

Интересный четырехшарнирный механизм применен в косилке (рис. 2.38, и). Механизм преобразует вращательное движение главного вала в качательное вокруг оси, перпендикулярной к оси вала и пересекающей ее. Такой механизм хорошо komponуется с косилкой, где он передает движение режущему аппарату. Для избежания избыточных связей надо одну опору сделать парой второго класса (удобнее всего II_4), так как направление этого вала почти не меняется. Подвижности в контуре показаны на рис. 2.38, и. Здесь угловая подвижность на пальце кривошипа отнесена к оси z , так как угол между ними не влияет на замыкание контура.

2.9. МЕХАНИЗМ ПАРАЛЛЕЛЬНОГО КРИВОШИПА

В большинстве механизмов подвижность во всех положениях одинакова. Исключением из этого правила можно считать механизм параллельного кривошипа (рис. 2.39), являющийся частным случаем кривошипно-коромыслового механизма, у которого в мертвой точке подвижность возрастает на единицу. На рисунке, чтобы избежать совпадения линий, шатун AB и стойка OC условно изображены подковообразными, хотя в действительности они прямые.

Рассмотрим подвижности этого механизма в мертвой точке. Считаем, что в точках O и C установлены вращательные пары V_2 , а в точках A и B — шаровые пары III_2' . Тогда линейные подвижности по всем трем осям равны нулю, т. е. $f'_x = 0$; $f'_y = 0$ и $f'_z = 0$. Угловые подвижности вокруг осей x и y будут иметь только шаровые пары в точках A и B , т. е. $f''_x = 2$ и $f''_y = 2$; угловые подвижности вокруг оси z будут иметь все четыре пары, т. е. $f''_z = 4$.

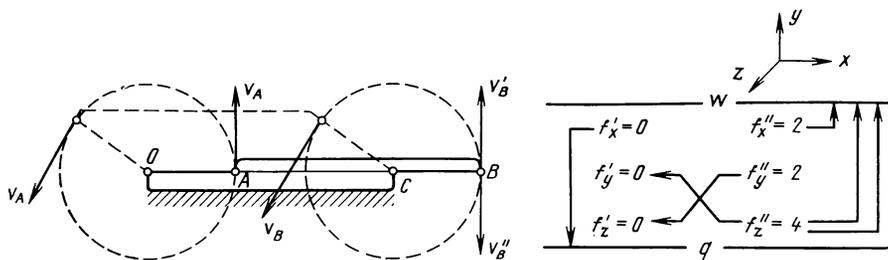


Рис. 2.39. Механизм параллельного кривошипа в мертвом положении (сплошные линии) и в произвольном (штриховые линии)

Рассмотрим распределение угловых подвижностей: $f''_x = 2$ пойдет на замыкание контура и на местную подвижность – вращение шатуна вокруг своей оси; $f''_y = 2$ израсходуется на замыкание контура и на замену линейной подвижности f'_z . Это возможно, так как есть звено (шатун), направленное по оси x , т. е. по третьей оси координат, перпендикулярной к y и z ; $f''_z = 4$ пойдет на замыкание контура, на замену линейной подвижности f'_y (так как есть шатун по оси x), и две подвижности будут подвижностями механизма.

Линейная подвижность по оси x отсутствует ($f'_x = 0$), и заменить ее угловой вокруг оси нельзя, так как нет звена, параллельного оси y . Поэтому будет одна избыточная связь $q = 1$ и подвижность $w = 3$.

Во всех положениях, кроме мертвых точек (звенья показаны штриховыми линиями на рис. 2.39), подвижность равна двум – основной и вращению шатуна. При заданной v_A скорость v_B вполне определена и равна v_A .

В мертвой точке скорость v_B теряет определенность и может иметь величину v'_B , тогда сохраняется механизм параллельного кривошипа, может получить противоположное направление скорость v'_B и механизм станет антипараллелограммом. Следовательно, для того чтобы движение в мертвой точке было определенным, необходимо задавать не только скорость точки A , но и скорость точки B , тогда подвижность увеличивается на единицу. Характерно при этом то, что в прямую линию вытягиваются звенья OA и AB и одновременно с ними звенья OC и BC , т. е. имеет место двойная мертвая точка.

Увеличение подвижности вызывает возникновение избыточных связей. Это следует из формулы (1.5).

При увеличении подвижности w_n на единицу в механизме без избыточных связей $q_n = 1$, так как остальные члены в этой формуле сохраняются.

То же самое можно получить и по формулам (1.1) или (1.2).

В механизмах с простой мертвой точкой (например, в кривошипно-ползунном) увеличения подвижности в мертвой точке не бывает.

Избыточная связь в механизме параллельного кривошипа требует точного выполнения условия $OA + AB = OC + CB$.

Если же требуется переход через обе мертвые точки, то необходимо выполнить второе условие, заключающееся в следующем: $OC + OA = AB + CB$.

Складывая и вычитая эти уравнения, получим после преобразований $OA = CB$ и $AB = OC$.

В локомотивных передачах, где для перехода через мертвую точку приходится применять двоякий механизм параллельного кривошипа, т. е. нарушать основное правило конструирования, избыточная связь будет во всех положениях механизма. Это привело к тому, что этот механизм, широко применявшийся в паровозах,

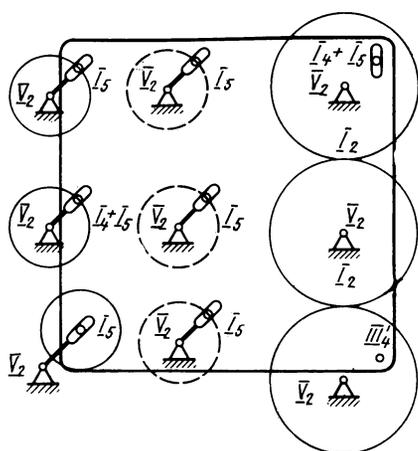


Рис. 2.40. Механизм для многошпиндельной головки с промежуточным колесом

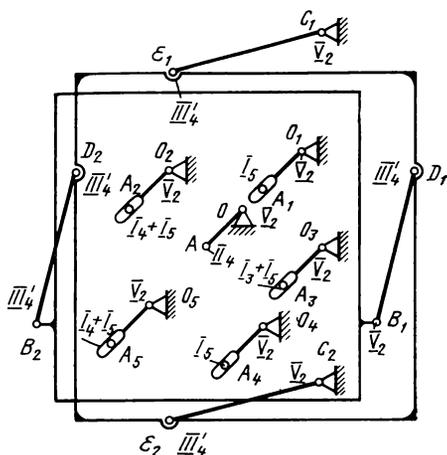


Рис. 2.41. Механизм для многошпиндельной головки с шарнирными параллелограммами

в современных локомотивах не применяют. Вместо него в электровозных одно-моторных тележках используют зубчатую передачу с промежуточным колесом.

Велико число избыточных связей в пальцевом механизме параллельного кривошипа, применяемого в планетарно-эксцентриковых механизмах для передачи вращения от сателлита на ведомый вал. При обычно применяемом числе пальцев (6–8) число избыточных связей равно 5–7, т. е. очень велико. Это требует большой точности изготовления. Кроме того, как показал В. Н. Кудрявцев, пальцевый механизм при эвольвентном зацеплении трудно разместить в сателлите. Поэтому необходимо применять или пальцы очень малого диаметра, или отверстия большого диаметра.

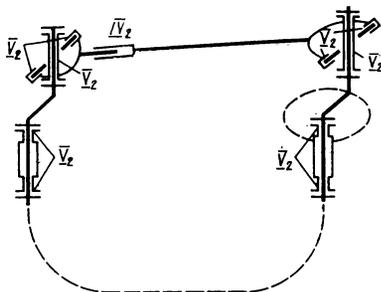
Эти недостатки устранены в предложенном и испытанном Ю. А. Гринюком редукторе с крестовой муфтой качения.

Механизм параллельного кривошипа не получил распространения и в многошпиндельных сверлильных головках из-за огромного числа избыточных связей (по одной на каждый шпиндель). В них применяют механизмы со многими промежуточными колесами, хотя параллельный кривошип мог бы дать большое упрощение конструкции.

Устранить избыточную связь можно, если в кривошипе (рис. 2.40) втулку одного из шарниров заменить пазом. В мертвых положениях это устраняет избыточную связь, во всех остальных подвижность увеличивается на единицу. При этом устраняется переменная подвижность, но появляется лишняя подвижность — возможность вращения шатуна в плоскости механизма. Изъять ее можно введением дополнительных условий связи. В конструкции, показанной на рис. 2.40, для этого применена зубчатая передача с промежуточным колесом, а на рис. 2.41 — механизм из параллелограммов $C_1E_1E_2C_2$ и $B_1D_1D_2B_2$, обычно применяемый в рейсшинах «Кульман». Можно применить и другие аналогичные механизмы для параллельного перемещения, например муфту Ольдгема.

В механизме на рис. 2.41 все оси могут быть использованы для сверлильных шпинделей, а на рис. 2.40 все, кроме оси промежуточного колеса, так как оно вращается в направлении, противоположном направлению других головок.

Рис. 2.42. Механизм параллельного кривошипа с независимым приводом кривошипов



Следует отметить значительную простоту механизма, приведенного на рис. 2.40, по сравнению с механизмом, имеющим зубчатые колеса (всего одно промежуточное колесо вместо нескольких). Кроме того, механизм, выполненный по рис. 2.40, позволяет легко менять расстояния между центрами отверстий, чего механизм с зубчатыми колесами не допускает.

При конструировании механизма согласно рис. 2.40 следует помнить, что шатун (пластина) должен крепиться на трех точках. Поэтому три пальца (III_4 , $I_4 + I_5$ и $I_4 + I_5$) необходимо выполнять с закраинами, все остальные во избежание избыточных связей — без закраин.

Аналогичным образом шатун (пластина), показанный на рис. 2.41, следует фиксировать по трем точкам в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа. Поэтому пальцы A_2 , A_3 и A_5 должны быть изготовлены с закраинами, а остальные — без закраин. Для большей точности фиксирования желательно закраины выполнять на тех пальцах, расстояние между которыми самое большое (см. рис. 2.41). Таким же образом раму $E_1D_1E_2D_2$ следует фиксировать по трем широко расставленным точкам E_1D_1 и E_2 в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа. Для этого шарниры C_1B_1 и C_2 необходимо выполнять в виде вращательных пар V_2 . Остальные шарниры (B_2D_2 , E_1E_2 и D_1) должны быть шаровыми III_4 . При этом звено B_2D_2 будет иметь местную подвижность — вращение вокруг оси звена. Поэтому общая подвижность механизма $w = 2$.

Возможна другая схема кинематических пар механизма, изображенного на рис. 2.41. Например, если пластинку и раму снабдить плоскостными направляющими (пары III_2'), то все пальцы необходимо выполнить без закраин, а все проводки — с шаровыми парами III_4 .

Другой способ устранения избыточных связей показан на рис. 2.42. Для устранения избыточных связей шатун выполнен разрезным с соединением цилиндрической парой IV_2 . Концы шатуна присоединены к головкам при помощи шарниров V_2 . Эти пары выполнять можно очень простыми, поскольку относительное движение в них ничтожно. Например, пару V_2 можно сделать в виде валика, а заменяет она несколько болтов, соединяющих детали в статически неопределимом механизме. Поэтому устранение избыточных связей в механизме по рис. 2.42 не увеличивает его стоимости. Лишняя подвижность устранена соединением обоих кривошипов через червячные передачи и промежуточный валик, от которого они получают вращение (условно показано штриховыми линиями).

При проверке наличия избыточных связей по формуле (1.1) целесообразно эти передачи не рассматривать, а считать, что кривошипы имеют независимый привод, т. е. считать $w = 2$. К сожалению, предлагаемый прием устранения связей неприменим в том случае, когда параллельный кривошип служит для передачи момента (спарник локомотива).

2.10. КУЛИСНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Плоские кулисные механизмы в зависимости от движения звена, несущего палец кулисного камня, и движения кулисы могут быть трех видов:

кривошипно-кулисный с вращающейся или качающейся кулисой — оба звена вращаются (см. рис. 2.43);

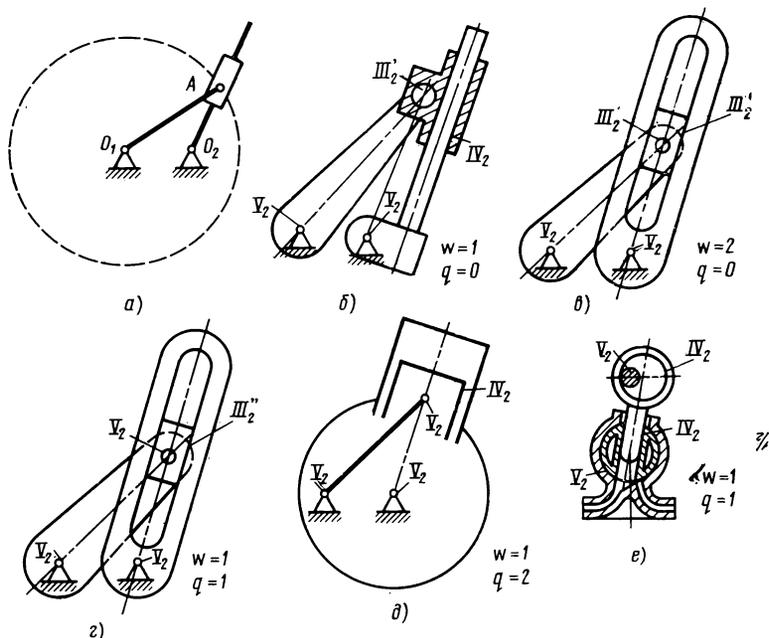


Рис. 2.43. Схемы механизма с вращающейся или качающейся кулисой

кулисный синусный — палец расположен на вращающемся звене, а кулиса движется прямолинейно (рис. 2.44, *a* — *в*);

кулисный тангенсный — палец расположен на звене,двигающемся прямолинейно, а кулиса вращается (рис. 2.44, *г* — *ж*).

Рассмотрим кривошипно-кулисный механизм с вращающейся (или качающейся) кулисой. Плоская схема этого механизма показана на рис. 2.43, *a*. Если радиус кривошипа $OA > O_1O_2$ (расстояние между центрами), кулиса делает полный оборот (вращается); если же $OA < O_1O_2$, кулиса делает часть оборота (качается).

Избыточные связи для этих двух случаев одинаковы, поэтому будем их рассматривать одновременно. Проверка плоской схемы с помощью формулы (1.5) или (1.6) показывает, что в ней отсутствуют избыточные связи.

При рассмотрении действительных механизмов без избыточных связей сохраняются зависимости для кривошипно-ползунного механизма, так как они получены для того же числа звеньев и кинематических пар, т. е. $5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} = 17$; $p_V + p_{IV} + p_{III} = 4$. К этим зависимостям добавляется условие $p_V \geq 2$, которое вытекает из необходимости фиксирования в осевом направлении ведущего и ведомого валов. Эти условия можно удовлетворить при $p_V = 2$, $p_{IV} = 1$ и $p_{III} = 1$ (рис. 2.43, *б*).

Такая конструкция механизма очень удобна для изготовления и эксплуатации, однако она имеет тот недостаток, что здесь применен смещенный ползун (центр шарового пальца на кривошипе не совпадает с осью цилиндрической пары кулисы). При конструировании это смещение необходимо делать возможно меньшим.

Простую конструкцию без избыточных связей можно осуществить при $p_V = 2$, $p_{III} = 2$ и $w = 2$ (рис. 2.43, *в*). В этом случае получается одна местная подвижность — вращение кулисного камня вокруг шарового пальца. Она практически безвредна, так как угол поворота ограничивают соответствующие упоры.

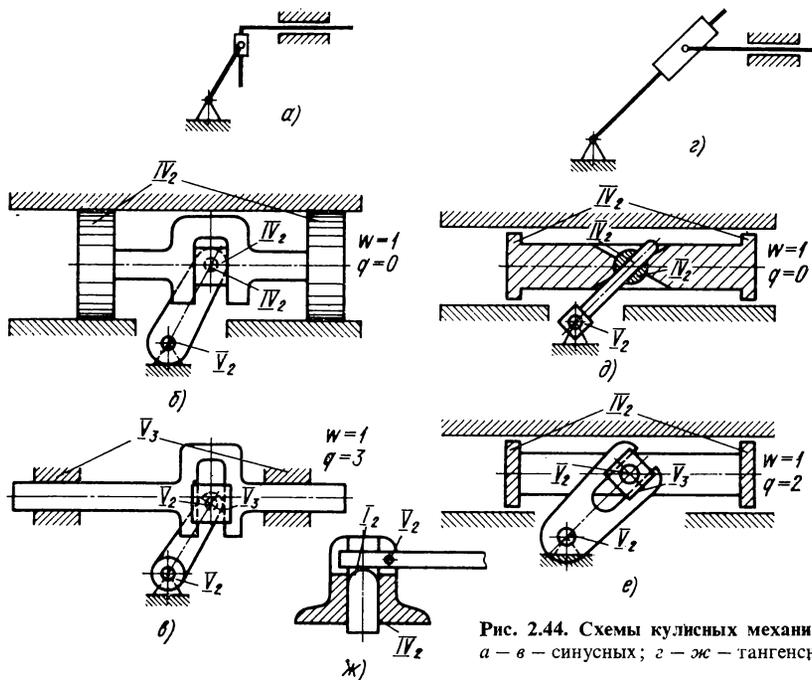


Рис. 2.44. Схемы кулисных механизмов: а – в – синусных; г – ж – тангенсных

Конструкцию с одной избыточной связью (рис. 2.43, з) применяют в станках. В этой конструкции $p_V = 3$ и $p_{III} = 1$, $w = 1$. По формуле (1.1) найдем $q = 1$. Эта избыточная связь требует строгой параллельности между осями вращательных пар и плоской парой (плоскостью соприкосновения кулисы и кулисного камня) во всех положениях механизма.

Механизм с вращающейся кулисой применяли в авиационных звездообразных двигателях с вращающимися цилиндрами (рис. 2.43, д). В этой конструкции $p_V = 3$ и $p_{IV} = 1$. По формуле (1.1) найдем $q = 2$. Избыточные связи можно устранить, поставив на шатуне шаровые головки. Однако при этом возникнут две местные подвижности – вращение поршня и вращение шатуна вокруг своей оси.

Механизм с качающейся кулисой применяют в масляных насосах с качающимся цилиндром (рис. 2.43, е). В этом механизме $p_V = 2$ и $p_{IV} = 2$. Тогда по формуле (1.1) найдем $q = 1$. Эта избыточная связь требует строгой параллельности осей вала, оси качания цилиндра и оси эксцентрика во всех положениях механизма.

Кулисный синусный механизм (с бесконечным шатуном) при постоянном усилии на ползуне дает наибольший момент на кривошипе в середине хода, наименьшие моменты – по концам хода. Эта характеристика моментов выгодна для электрических аппаратов, так как исключает возможность застревания аппарата в промежуточном положении. Плоская схема этого механизма (см. рис. 2.44, а) избыточных связей, определяемых по формуле (1.5) или (1.6), не имеет. В этой схеме две поступательные и две вращательные пары. В ней возможно применение трех цилиндрических пар с взаимно перпендикулярными осями, т. е. $p_V = 1$ и $p_{IV} = 3$. При этом не возникает ни местных подвижностей (как получилось бы, если оси цилиндрических пар были параллельны), ни избыточных связей. Такая конструкция показана на рис. 2.44, б.

Неправильная, но к сожалению, распространенная конструкция, в которой только пары пятого класса, показана на рис. 2.44, в. В этой схеме имеются три избыточные связи, вследствие чего необходимо точно выдерживать ряд размеров.

Встречаются конструкции, у которых одна или две пары цилиндрические. Эти конструкции имеют соответственно меньшее число избыточных связей.

Однако чтобы полностью избавиться от избыточных связей, необходимо применить три цилиндрические пары, как это сделано в схеме на рис. 2.44, б.

Кулисный тангенсный механизм при постоянном усилии на ползуне дает наибольший момент на кулисе (на валу) по концам хода, наименьший — посредине. Характеристика моментов выгодна для судовых рулевых машин, так как она близка к моментам на валу руля. Плоская схема такого механизма (рис. 2.44, з) избыточных связей, определяемых по формуле (1.5), не имеет. В этом механизме можно применить три цилиндрические пары, оси которых непараллельны ($p_V = 1$, $p_{IV} = 3$, $w = 1$, $q = 0$). Такую конструкцию (рис. 2.44, д), предложенную А. Н. Ивановым, применяют в настоящее время в приводах реверсоров, тормозных переключателей и переключателей напряжения моторных вагонов.

В неправильной конструкции (рис. 2.44, е) одна пара цилиндрическая (ползун, направляющие), остальные пятого класса. На основании формулы (1.1) схема имеет две избыточные связи, вследствие этого требуется точно выдержать перпендикулярность осей цилиндра и вала и положение цилиндра вдоль оси вала.

Встречаются конструкции, в которых применены две цилиндрические пары и две пятого класса. В них одна избыточная связь, поэтому требуется точно выдержать перпендикулярность оси цилиндра и вала.

В сантехнике встречается трехзвенный тангенсный механизм (поплавокый клапан смывного бачка) (рис. 2.44, ж). В механизме $p_V = 1$; $p_{IV} = 1$ и $p_I = 1$; избыточные связи отсутствуют. Недостатком этого механизма является пара первого класса с точечным контактом, малая нагрузочная способность которой не позволяет рекомендовать этот механизм для больших нагрузок. Из-за большего скольжения и большого коэффициента трения (работа в воде) этот механизм в смывных бачках работает весьма плохо. Однако можно так подобрать размеры, чтобы при закрытом клапане не было скольжения рычага о толкатель. Правда, это потребует расклепывания шарнира рычага.

Более простой способ — подобрать длину клапана так, чтобы при закрытом положении рычаг был наклонен на угол трения. Тогда разгрузятся направляющие клапаны и заклинивание исключится (проверено автором).

Сравним синусный кулисный механизм (см. рис. 2.44, б) с тангенсным (см. рис. 2.44, д). Они отличаются только направлением оси цилиндрической пары, соединяющей кулисный камень с валом. У синусного эта ось параллельна, т. е. составляет с осью вала угол 0 , а у тангенсного — 90 . Между этими крайними положениями угла можно применить любое промежуточное (проверено на модели) и получить промежуточную характеристику между синусным и тангенсным механизмами. Если этот угол сделать регулируемым, то можно регулировать и характеристику.

Единственным недостатком такого механизма является то, что он пространственный и его теория намного сложнее теории плоского механизма.

Механизм с промежуточной характеристикой исследован А. А. Касаманяном. Если a — расстояние между осями вала и ползуна, α — угол между валом и осью цилиндрической пары, соединяющей кулисный камень с валом, δ — угол поворота вала и β — соответствующий ему угол поворота ползуна (принужденный), то можно записать $\beta = \alpha - \arctg(\tg \alpha \cos \delta)$.

Перемещение ползуна от среднего положения $x = a \sin^2(\alpha - \beta) \tg \delta + a \cos^2(\alpha - \beta) \sin \delta$.

При $\alpha = 0$ и $\beta = 0$ $x = a \sin \delta$ — механизм обращается в синусный.

При $\alpha = 90$ и $\beta = 0$ $x = a \tg \delta$ — механизм обращается в тангенсный.

2.11. ТРЕХ- И ЧЕТЫРЕХПОВОДКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Для проектирования сложных шарнирных механизмов пользуются теорией Л. В. Асура. По этой теории механизм составляется из групп нулевой подвижности, т. е. таких групп, которые, будучи присоединены к стойке, дают нулевую подвижность и на плоской схеме не имеют избыточных связей ($q_n = 0$).

Однако это не всегда так. При некотором расположении поводков группа получает подвижность и соответственно избыточную связь. При этом нарушается основное условие — нулевая подвижность, и группа вырождается. Если не учесть эти случаи, то получим механизмы с вредными подвижностями и избыточными связями. Рассмотрим эти случаи.

Двухповодковая группа. В мертвой точке здесь возникает подвижность и соответственно избыточная связь. Это встречается в механизме параллельного кривошипа, который подробно рассмотрен в разд. 2.9 (см. рис. 2.39).

Трехповодковая группа. Все три поводка пересекаются в одной точке (рис. 2.45, а). Эта точка P будет центром мгновенного вращения этого звена. Так как третий поводок проходит через эту точку, он не устранил подвижность, а только даст избыточную связь.

Трехповодковая группа и все три поводка параллельны (рис. 2.45, б). Если все три поводка имеют одинаковую длину и одинаковое направление, то даже возможно конечное перемещение. Тогда группа сведется к механизму параллельного кривошипа с тремя кривошипами. В этой схеме все три шарнира базового звена двигаются с одинаковыми и имеющими одно направление скоростями (перпендикулярными к поводкам), т. е. движение поступательное. Поэтому третий поводок не может препятствовать этому движению, а только создает избыточную связь.

Трехповодковая группа, у которой два поводка расположены по одной прямой (рис. 2.45, в). В точке пересечения этой прямой с третьим поводком (или с его продолжением) будет центр мгновенного вращения и соответствующая подвижность.

Для трехповодковых групп проверку этого можно сделать по структурной формуле (1.5) для плоской схемы. Получим $q_n = 1 - 3 \cdot 4 + 2 \cdot 6 = 1$.

Четырехповодковая группа и все четыре поводка пересекаются в одной точке (рис. 2.45, г). Эта точка будет центром мгновенного вращения для блока двух базовых звеньев.

Четырехповодковая группа и все четыре поводка параллельны (рис. 2.45, д). В этом случае блок из двух базовых звеньев движется поступательно в направлении, перпендикулярном к поводкам.

Четырехповодковая группа и два поводка одного базового звена пересекаются в центре шарнира, соединяющего базовые звенья (рис. 2.45, е). В этом случае точка пересечения двух поводков будет центром мгновенного вращения для их базового звена. Шарнир между базовыми звеньями не будет препятствовать этому вращению, а будет только создавать избыточную связь.

Четырехповодковая группа и точки P_1 и P_2 пересечения поводков каждого базового звена лежат на одной прямой с шарниром, соединяющим базовые звенья (рис. 2.45, ж). В этом случае базовые звенья могут вращаться вокруг своих центров мгновенного вращения P_1 и P_2 . Шарнир, соединяющий базовые звенья, будет двигаться в направлении, перпендикулярном к линии P_1P_2 , и не будет препятствовать этому движению, а только будет создавать избыточную связь.

У четырехповодковой группы в случае, если два поводка расположены по одной прямой, вырождение получается, если они присоединены к одному базовому звену (рис. 2.45, з). При этом центры мгновенного вращения P_1 и P_2 расположатся на одной прямой с шарниром, соединяющим базовые звенья (аналогично схеме на рис. 2.45, ж). Если же поводки, расположенные по одной прямой, принадлежат разным базовым звеньям (рис. 2.45, и), то для вырождения необходимо дополнительное условие: эта прямая должна проходить через шарнир, соединяющий базовые звенья.

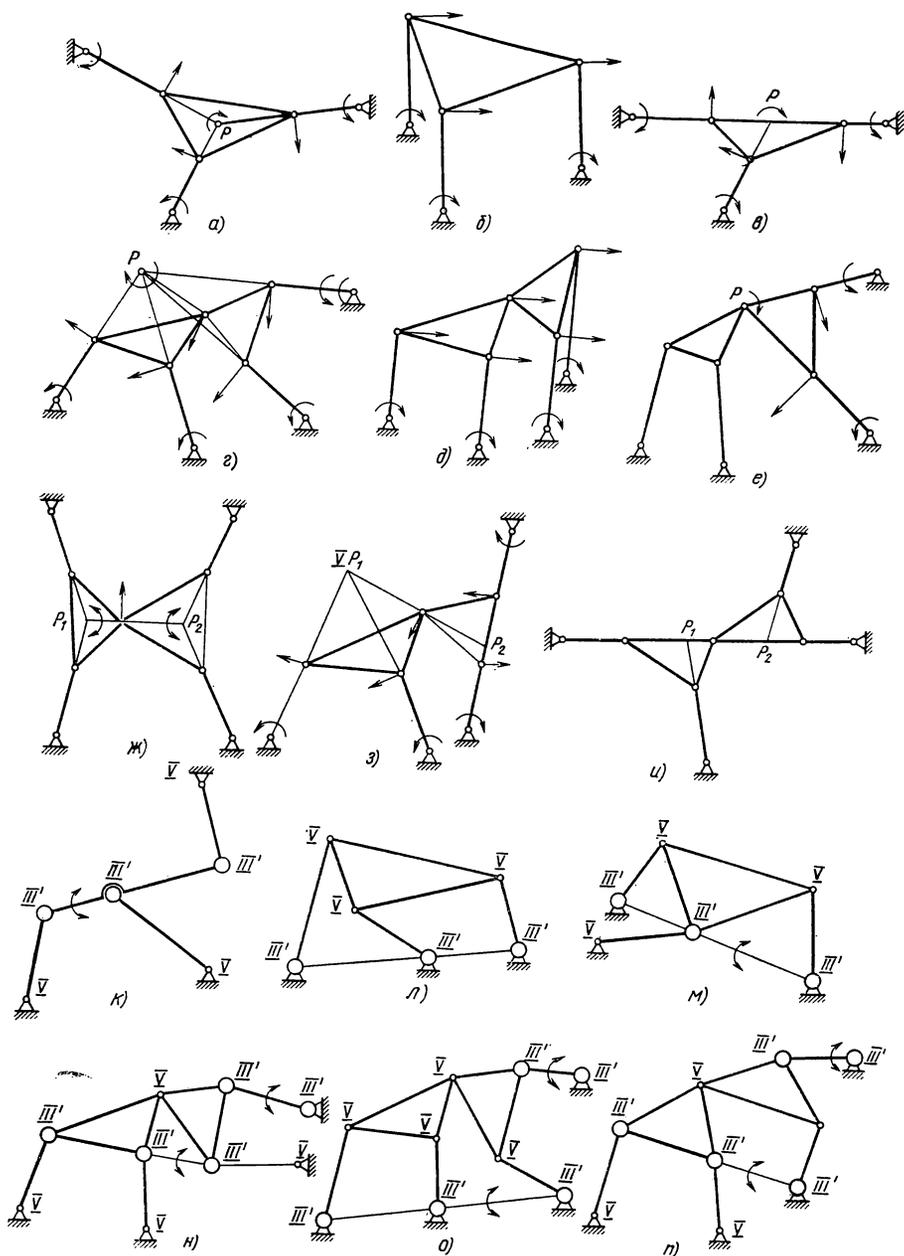


Рис. 2.45. Вырождение групп Ассура — образование подвижности и избыточной связи: а, б, в — трехзвездковые на плоской схеме; г, д, е, ж, з, и — четырехзвездковые на плоской схеме; к, л, м — трехзвездковые на пространственной схеме; н, о, п — четырехзвездковые на пространственной схеме

Для четырехповодковых групп проверку полученных результатов можно сделать и по структурной формуле (1.5).

Для схем механизмов по рис. 2.45, z, δ, e $q_{II} = 1 - 3 \cdot 6 + 2 \cdot 9 = 1$. И по формуле (1.6) для схем по рис. 2.45, a и b $q_{II} = 1 + 3 \cdot 2 - 1 \cdot 6 = 1$, а для схем на рис. 2.45, z, δ, e $q_{II} = 1 + 3 \cdot 3 - 1 \cdot 9 = 1$.

Проверку можно выполнить и по формуле (1.1).

Интересно отметить, что число контуров для двухповодковой группы равно единице, для трехповодковой — двум и для четырехповодковой — трем, т. е. число контуров на единицу меньше числа поводков.

Избыточные связи на плоской схеме (рис. 2.45, $a - u$) создают нагрузки добавочные продольные (растяжение или сжатие) поводков, изгибные базовых звеньев (рычагов) и линейные вращательных пар. Угловых нагрузок вокруг осей, расположенных в плоскости механизма, вращательные пары от q_n не получают, так как на плоской схеме эти моменты не рассматриваются.

Плоская схема не дает исчерпывающего ответа на вопрос о структуре механизма, так как в этой схеме остаются неисследованными некоторые подвижности и избыточные связи. Полный ответ дают пространственные структурные формулы А. П. Малышева или О. Г. Озола.

Поводки могут выполняться с парами третьего, четвертого и пятого классов. В зависимости от их комбинаций группа нулевой подвижности с одним базовым звеном может быть двух-, трех-, четырех-, пяти- и шестиповодковой. Из них рассмотрим только трехповодковую как наиболее простую и наиболее распространенную. У нее на каждом поводке (для отсутствия избыточных связей) должны быть: одна вращательная пара V и одна сферическая III' . Наиболее выгодное их расположение может быть установлено силовым анализом. Следует учесть, что если поставить две сферические пары III' на один поводок, то он получит местную подвижность — вращение вокруг своей оси и соответственно (см. структурную формулу) возникнет избыточная связь.

Рассмотрим более опасный случай, когда три шаровые пары располагаются на одной прямой. Если сферические пары находятся на базовом звене (рис. 2.45, k), то оно обращается в прямую — возникает местная подвижность (правда, безвредная) — вращение базового звена вокруг своей оси и, конечно, избыточная связь. Так может получиться в прямиле Эванса. Хуже, если три сферические пары находятся «на стойке» и расположены на одной прямой (рис. 2.45, l). Тогда базовое звено вместе с поводками «повалится» вокруг этой прямой, что совершенно недопустимо, и возникнет одна избыточная связь.

То же самое получится при шаровых парах, находящихся и на базовом звене и на «стойке», если они расположатся на одной прямой (рис. 2.45, m). Здесь базовое звено с двумя поводками «повалится» вокруг этой прямой, т. е. возникнет вредная подвижность. Следовательно, при трехповодковой группе нельзя допускать, чтобы три сферические пары III' становились на одну прямую. Аналогичное условие можно установить и для четырехповодковой группы.

По формуле А. П. Малышева при $n = 6$ и $q = 0$, считая, что будут только пары пятого и третьего класса как наиболее конструктивные, получим $0 = w - 6 \cdot 6 + 5p_V + 3p_{III}$, откуда $5p_V + 3p_{III} = 36 - w$, но $p_V + p_{III} = 9$.

Эти уравнения удовлетворяются при $w = 1$; $p_V = 4$ и $p_{III} = 5$ (рис. 2.45, n). Здесь придется базовые звенья соединить вращательной парой V_2 . На трех поводках поставить пары V, III' — они и будут направлять базовые звенья в заданной плоскости. На четвертый поводок (поддерживающий) надо установить две сферические пары $III'III'$. У него будет местная (безвредная) подвижность — вращение вокруг своей оси.

У четырехповодковой группы с такими парами кроме случаев, рассмотренных на плоской схеме на рис. 2.45, $z, \delta, e, ж, з, и$, возможен еще один случай возникнове-

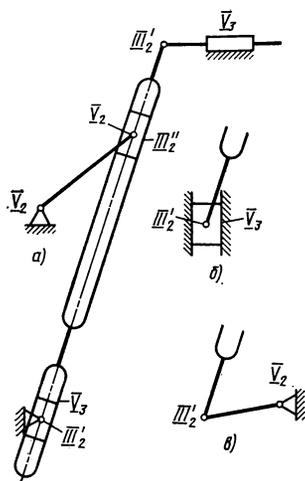
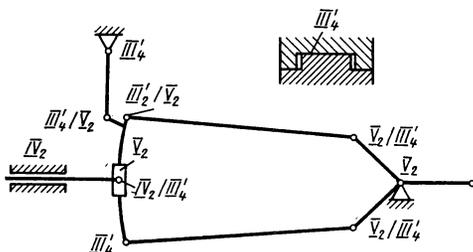


Рис. 2.46. Рациональные схемы трехповодкового кулисного механизма поперечно-строгального станка: а — основная; б и в — варианты соединения кулисы со стойкой

Рис. 2.47. Рациональная схема кулисы Стефенсона (два варианта — по числителю и по знаменателю)



ния подвижности и избыточной связи (рис. 2.45, н): когда три сферические пары направляющих поводков попадут на одну прямую. При этом безразлично, будут ли эти пары установлены со стороны базовых звеньев (рис. 2.45, н), со стороны стойки (рис. 2.45, о) или с той и с другой стороны (рис. 2.45, п). Базовые звенья одни или с поводками «повалются» вокруг этой прямой. Расположение шаровых пар поддерживающего поводка на это не повлияет, так как он не является направляющим. Избыточные связи, возникшие за счет расположения трех сферических пар на одной прямой, вызовут добавочные поперечные нагрузки (изгибающие) поводков и сложное нагружение базовых звеньев. Сферические пары получат добавочные нагрузки от сил, перпендикулярных к плоскости механизма, а вращательные пары — дополнительные нагрузки от моментов вокруг осей, перпендикулярных к поводкам и расположенных в плоскости механизма.

Вредные подвижности и избыточные связи в механизмах на рис. 2.45, $\kappa + n$ могут добавиться к таким же параметрам схем на рис. 2.45, $a + u$ и еще больше ухудшить работу механизмов.

Рассмотрим механизм поперечно-строгальных станков (рис. 2.46, а). Здесь на каждом поводке ставим по одной паре пятого и одной третьего класса. Один из поводков (кулисный камень) соединен с кривошипом V_2 , благодаря этому весь механизм получает подвижность $w = 1$. В этом механизме избыточные связи отсутствуют, т. е. $q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 3 = 0$.

Другие схемы соединения низа кулисы со стойкой показаны на рис. 2.46, б, в. Остальные кинематические пары остаются те же, что и на рис. 2.46, а, поэтому они не показаны. Структурная формула для всех трех схем одинакова и избыточные связи у всех отсутствуют.

Рассмотрим проектирование рациональной схемы кулисы Стефенсона, которая в кинематике считается трехповодковым механизмом (рис. 2.47).

В теории структуры механизмов число поводков получается другим. Нулевую подвижность базовому звену могут обеспечить три поводка только при условии, если каждый накладывает два условия связи. Для этого требуется, чтобы на нем были пары V и III' (рис. 2.45). При других классах этих пар число поводков при одном базовом звене может быть от 2 до 6; например, два поводка на схеме рис. 2.29, и, три поводка на схеме рис. 2.46. Кулиса Стефенсона обычной конструкции (рис. 2.47). Она имеет четыре поводка. На кораблях встречались кулисы Стефенсона

с тремя эксцентриками — они имели пять поводков, в токоприемниках (см. ниже рис. 3.43) шесть поводков.

Обозначения классов пар см. на рис. 2.47 по числителю. В этой схеме пары ползун — шток золотника IV_2 и эксцентрики V_2 считаем заданными. Будем последовательно присоединять звенья так, чтобы не было натягов и вредных подвижностей. Вначале соединим кулису с эксцентриковыми тягами двумя парами III_2 и III_4 . Натягов нет, но остаются подвижности — перемещение в плоскости чертежа и вращение кулисы вокруг оси III_2III_4 . Первую подвижность устраним тягой, присоединяемой к переводному рычагу (у него показан только один шарнир в виде неподвижной точки), которую у избежание натягов делаем на шаровых парах III_4III_4 . Местная подвижность — вращение этой тяги вокруг своей оси — безвредна.

Вращение кулисы вокруг оси III_4III_4 устраним, соединив ее с ползуном при помощи пар V_2 и цилиндрической IV_2 .

Убедиться в том, что натяги отсутствуют, можно путем рассмотрения сборки последней пары (ползун — направляющие). Совмещения по горизонтали не требуется, так как это обеспечивает сама пара. Совмещения по вертикали достигают скольжением кулисного камня в кулисе. Совмещение в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа, обеспечивает осевая подвижность в шарнире IV_2 между ползуном и кулисным камнем. Поворот вокруг горизонтальной оси не нужен, так как его обеспечивает сама пара, а поворота вокруг вертикальной оси достигает поворотом кулисы вокруг оси III_4III_4 . Поворот вокруг оси, перпендикулярной к плоскости чертежа, обеспечивают за счет шарнира IV_2 в кулисном камне.

Проверим механизм по формуле (1.1): $q = 2 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 4 + 4 \cdot 2 + 3 \cdot 4 = 0$.

В данном случае положение кулисы фиксируют не только три поводка (две эксцентриковые тяги и одна переводного рычага), но и ползун через кулисный камень.

Недостатком рассмотренной схемы является возможность кулисы перемещаться в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа, так как эксцентриковые тяги удерживают ее недостаточно жестко. Этого можно избежать, но тогда придется эксцентрики сделать в виде пар III_4 , для чего следует увеличить осевой зазор, как показано в правом верхнем углу рис. 2.47, или (как это делалось в судовых машинах) выполнить их сферическими (обозначения даны на рис. 2.47 по знаменателю).

Задачу решим путем рассмотрения натягов при сборке. Кулисный камень соединим со штоком золотника шаровой парой III_4 . Этим установим положение одной точки кулисы в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа. В вертикальном направлении ее перемещение устраняет тяга переводного рычага, перемещение в горизонтальном направлении и поворот вокруг оси, перпендикулярной к чертежу, — эксцентриковые тяги; повороту вокруг горизонтальной оси, расположенной в плоскости чертежа, препятствует тяга переводного рычага, которая соединена с кулисой вращательной парой V ; повороту вокруг вертикальной оси — верхняя эксцентриковая тяга, соединенная с кулисой вращательной парой V_2 . Следовательно, все шесть координат кулисы зафиксированы, что указывает на отсутствие вредных подвижностей и избыточных связей.

Подвижность равна трем; из них одна основная и две местные подвижности — вращение золотника и нижней эксцентриковой тяги III_4III_4 вокруг своих осей. Количество избыточных связей по формуле (1.1) равно $q = 3 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 4 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 5 = 0$.

Чтобы показать выгоды метода рассмотрения натягов при сборке, применим его к одному из самых сложных механизмов, встречавшихся на практике, — кулисе Вальсхарта — Гейзингера (рис. 2.48). Здесь классы пар V_3 ползунов поршня и золотника надо считать заданными.

Кривошипно-ползунный и кривошипно-коромысловый механизмы — передачи

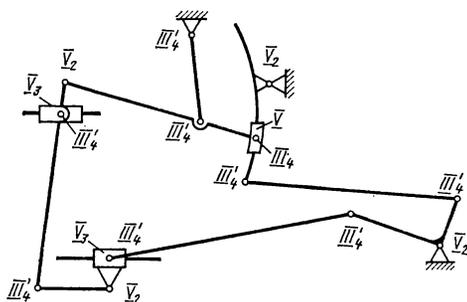


Рис. 2.48. Рациональная схема четырехповодкового механизма

от контркривошипа к кулисе — рассмотрены раньше. На этом основании и представляем на рис. 2.48 классы кинематических пар. Кулиса, конечно, должна вращаться на паре V_2 .

Рассмотрим кинематические пары четырехповодковой группы. Чтобы низ маятника не имел возможности двигаться перпендикулярно плоскости механизма, надо одну из пар нижнего поводка сделать вращательной V_2 , а другую (чтобы не было натяга) — шаровой III'_4 . Маятник с ползунком золотника во избежание натягов соединяем при помощи шаровой пары III_4 . У маятника остается местная подвижность — вращение вокруг оси $III_4 III'_4$.

Кулисную тягу можно соединить с маятником вращательной парой V_2 , это устранил местную подвижность маятника и не вызовет натяга. Кулисный камень соединяем с кулисой парой V_2 так как иначе механизм трудно осуществить конструктивно. Соединение кулисной тяги с кулисным камнем во избежание натяга необходимо выполнять на шаровой паре III'_4 , которая замыкает контур; поэтому проверим в ней отсутствие натягов при сборке. Сближения по горизонтали достигаем при помощи ползуна золотника V_3 , по вертикали — поворотом золотниковой тяги вокруг шарнира V_2 на маятнике. Совмещение в направлении, перпендикулярном к плоскости механизма, обеспечиваем поворотом золотниковой тяги вместе с маятником вокруг шаровых пар $III_4 III'_4$. Поворотов кулисной тяги при совмещении не требуется, так как шаровая пара III_4 имеет все три угловые подвижности.

Тягу переводного рычага во избежание натяга следует выполнять на шаровых парах $III_4 III'_4$. Местная подвижность (вращение тяги вокруг своей оси) безвредна. Проверить правильность схемы можно по формуле (1.1). Подвижность равна четырём: основная и вращение трех звеньев вокруг своих осей (шатуна, эксцентриковой тяги и тяги переводного рычага). Тогда $q = 4 - 6 \cdot 11 + 5 \cdot 7 + 3 \cdot 9 = 0$.

По сравнению с кинематикой четырехповодкового механизма (построение планов скоростей и ускорений) приведенный структурный синтез получился очень простым.

2.12. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Устранение избыточных связей в центробежных регуляторах кроме обычных выгод дает еще уменьшение трения, а следовательно, уменьшение нечувствительности регуляторов, что очень важно.

Рассмотрим типичные схемы современных центробежных регуляторов. В регуляторах обычно ставят два груза и соответственно два передаточных механизма от груза к муфте. Наличие двух механизмов не нарушает статической определенности, так как каждый передает свою центробежную силу (сдвоенный механизм, недопустимый по избыточным связям, получается, когда движение одного звена передается другому двумя параллельно расположенными механизмами).

В коническом регуляторе (рис. 2.49, а, где он показан без пружин и груза на муфте) грузовые рычаги соединены с валом при помощи вращательных пар V_2 , через которые на грузы передается инерционный момент при переменной скорости машины. Чтобы этот момент вызывал возможно меньшее трение, цапфы этих пар необходимо делать как можно длиннее. Для этого обычно грузовые рычаги заканчивают широкими вилками, охватывающими цапфы.

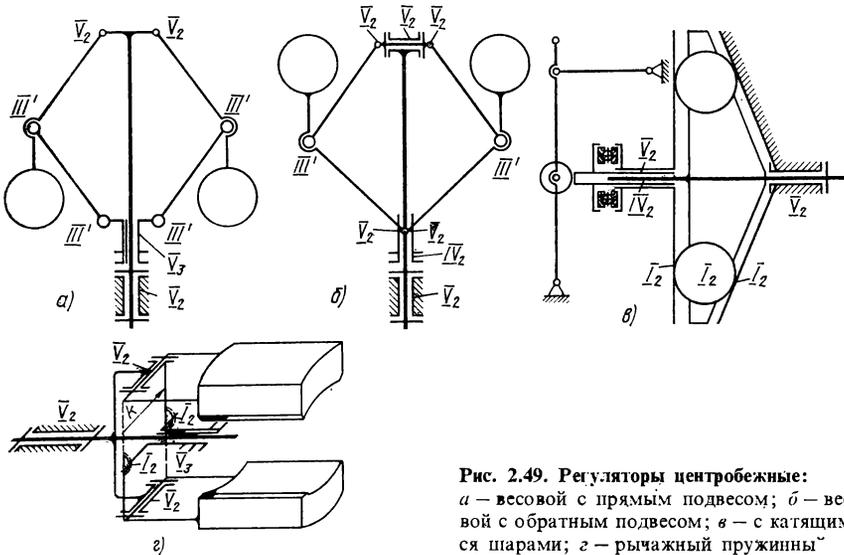


Рис. 2.49. Регуляторы центробежные: а — весовой с прямым подвесом; б — весовой с обратным подвесом; в — с катящимися шарами; г — рычажный пружинный

Муфта регулятора перемещается по валу на поступательной паре V_3 (на шпонке). Чтобы грузовые рычаги соединить с муфтой без натягов, следует применить тяги с шаровыми парами III_1 , III_2 или III_4 . В последнем случае цапфы делают очень короткими и с зазором.

Исследование структур механизмов регуляторов можно проводить двумя способами:

рассматривать весь механизм регулятора, включая подшипники его вала (в этом случае будут две общие подвижности, не считая местных, — вращение регулятора и перемещение муфты);

считать корпус регулятора за стойку и рассматривать только перемещение муфты (подвижность в этом случае равна единице).

Далее будем пользоваться первым способом.

Подвижность рассматриваемого регулятора состоит из вращения вала, перемещения муфты и местных подвижностей (вращение двух тяг вокруг своих осей), т. е. $w = 4$.

По формуле (1.1) найдем $q = 4 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 4 = 0$.

Схема на рис. 2.49, а применима для всех конических регуляторов с прямым подвесом грузов, т. е. с открытыми и перекрестными тягами, с прямыми и изогнутыми рычагами. В случае обратного подвеса грузов схема применима только при прямых рычагах. При изогнутых рычагах местные подвижности будут вредными, так как они позволяют рычагам повернуться вокруг их осей, при этом правильное положение грузов нарушится.

Регуляторы конические весовые применяют только с вертикальным валом, конические пружинные — как с вертикальным, так и с горизонтальным валом. При горизонтальном вале вес груза то прибавляется к центробежной силе (в нижнем положении груза), то вычитается из нее (в верхнем положении груза), т. е. на груз действует переменная сила, вызывающая непрерывное относительное движение звеньев регулятора. Это движение уменьшает трение, а следовательно, и нечувствительность регулятора. При вертикальном вале равнодействующая веса и центробежной силы постоянна по величине и направлению (относительно вала регулятора) и не может

вызвать движений, уменьшающих трение. В этом заключается существенное преимущество горизонтального регулятора перед вертикальным.

Центробежные силы двух грузов регулятора бывают неравными из-за влияния на них допусков на веса грузов и размеры звеньев. Эти центробежные силы, передаваясь на муфту, нагружают ее горизонтальной силой и моментом вокруг оси, перпендикулярной к плоскости чертежа (выворачивающим). От этого возрастают трение и нечувствительность регулятора. Выворачивающий момент можно устранить. Для этого надо совместить точки присоединения тяг к муфте (рис. 2.49, б), т. е. тяги оформить в виде вилок, охватывающих муфту, и присоединить к ней двумя цапфами, представляющими вращательную пару V_2 . Чтобы избежать избыточных связей, схему приходится усложнить — добавить один шарнир V_2 наверху регулятора, а шпонку на муфте убрать (сделать цилиндрическую пару IV_2). В этой схеме муфту вращают тяги грузов, а шпонка создала бы только избыточную связь. Горизонтальный валик служит уравнивающим механизмом при передаче вращающего момента.

По формуле (1.1) найдем $q = 2 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 6 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 0$.

В такой схеме (см. рис. 2.49, б) возможен обратный подвес грузов с изогнутыми рычагами, что и показано на рис. 2.49, б. Необходимо позаботиться и о равенстве центробежных сил. Для этого следует применять грузы простой формы, у которых меньше размеры, и масса получается точнее. Грузы следует выверять на весах, а регулятор балансировать без грузов и с грузами.

В регуляторе с катящимися шарами (рис. 2.49, в) последние расположены между неподвижной конической и подвижной плоской тарелками. Движение шары получают от крестовины (сепаратора), соединенной с валом двигателя. Подвижная тарелка, нагруженная пружиной непосредственно или через рычаг (рис. 2.49, в), имеет два движения — осевое (при изменении скорости) и вращательное (получаемое от сил трения катящихся шаров). Такой регулятор представляет собой планетарный механизм, у которого шары служат сателлитами, а крестовина — водилом. Подвижная тарелка получает вращение примерно с удвоенной угловой скоростью крестовины, с которой и работает шариковый подпятник, передающий ее перемещение на механизм регулирования. При изменении скорости шары катятся по спиралям на тарелках. Поэтому скольжение незначительно и регулятор имеет малое трение.

Рассмотрим структуру этого регулятора без передаточных рычагов. Будем считать, что он имеет шесть шаров (в регуляторах бывает от 2 до 6 шаров). Подвижность механизма: основное вращение, вращение тарелки, муфты и шести шаров вокруг трех осей координат за счет проскальзывания, перемещение муфты; всего $w = 22$.

По формуле (1.1) найдем $q = 22 - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 18 = 0$.

Следовательно, схема правильная и изменений не требует.

В рычажном регуляторе (рис. 2.49, г пружины не показаны) применяют продольные пружины, действующие на муфту или передаточные рычаги, а также поперечные, действующие непосредственно на грузы. Продольные пружины широко используют в транспортных дизелях из-за удобства изменения их натяжения для регулирования скорости. Поперечные пружины позволяют сильно уменьшить усилия в кинематических парах регулятора, а следовательно, уменьшить трение и нечувствительность. Для этого необходимо, чтобы направление действия пружины проходило через центр тяжести груза. Тогда самые большие силы (центробежная и сила пружины) непосредственно уравновешиваются и не передаются на шарниры. Поэтому регуляторы с поперечными пружинами применяют в стационарных установках, главным образом в паровых турбинах, где требуется точное регулирование.

Грузы соединяют с муфтой при помощи синусного (рис. 2.49, г и 2.50, а) и тангенсного (рис. 2.50, б) кулисных механизмов или кривошипно-ползунного (рис. 2.50, в).

В кулисных механизмах скольжение в кулисе больше, чем в кривошипно-ползунном, соответственно больше и трение. Поэтому кулисные механизмы чаще применяют в транспортных двигателях, а шарнирные — в стационарных. Чтобы уменьшить

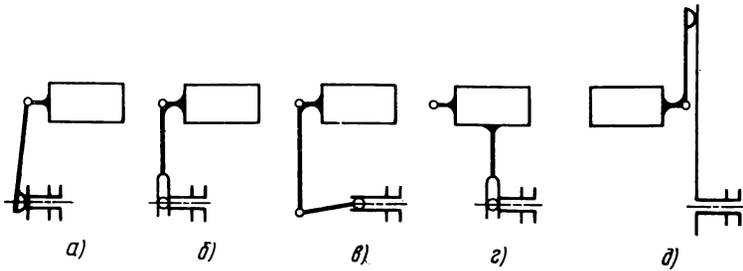


Рис. 2.50. Схемы соединений грузового рычага с муфтой:
a — *b* — правильные; *c* и *d* — неправильные

трение в кулисном механизме, необходимо конструировать механизм так, чтобы в среднем положении грузов скорость скольжения в кулисе равнялась нулю. В соответствии с этим на рис. 2.50, *a* и *b* показаны правильные конструкции, а на рис. 2.50, *c* — неправильная. Другой путь уменьшения трения — установка ролика на палец кулисного механизма.

При продольных пружинах центробежная сила грузов передвигает муфту в одном направлении, а пружина — в обратном. Поэтому можно применять открытый кулисный механизм (см. рис. 2.49, *z* и 2.50, *a*). При поперечных пружинах грузы должны двигать муфту в обоих направлениях, поэтому кулису необходимо делать пазовой (см. рис. 2.50, *b* и *z*).

Если контакт между рычагом груза и кулисой считать точечным (пара I_2), то избыточных связей не будет: $q = 2 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 4 + 1 \cdot 2 = 0$.

Даже при линейчатом контакте (пара II_2) избыточные связи не опасны, так как они могут дать только неравномерное распределение усилия вдоль линии контакта.

При неодинаковых центробежных силах на муфту передается момент, выворачивающий ее и увеличивающий трение и нечувствительность регулятора. Чтобы уменьшить этот момент, кроме взвешивания грузов следует стремиться уменьшить размер k (см. рис. 2.49, *z*). Поэтому целесообразнее те конструкции, у которых муфта поставлена не на вал регулятора, а в специальный подшипник. Это позволяет расположить рычаги грузов вплотную один к другому. Совершенно неправильна конструкция, у которой рычаг груза направлен наружу (рис. 2.50, *d*), так как у нее очень велико плечо k .

Ни в коем случае не следует применять сдвоенный механизм (штриховые линии на рис. 2.49, *z*), так как при этом возникнут вредные избыточные связи. Если кулиса открытая, то будет работать один механизм из двух. При закрытой (пазовой) кулисе неточности изготовления создают натяги и резко увеличивают трение.

Избыточные связи в механизме передачи от муфты к регулирующему рычагу (рис. 2.51, *a*) вызывают неравномерную нагрузку плоскостной пары III_2'' и ее преждевременный износ. Это особенно важно в открытых конструкциях, где трудно обеспечить хорошую смазку. Так получалось, когда рычаг соединяли со стойкой вращательной парой V_2 (паровые машины) (рис. 2.51, *b*). Правильная конструкция показана на рис. 2.51, *в*. Здесь рычаг соединен со стойкой сферической парой III_4 , а лишняя подвижность устраняется упором I_2 кольца в муфту. Здесь кольцо выполнено с продолговатым отверстием (необязательно). Такую же конструкцию целесообразно применять для отводки фрикционной муфты.

В гидравлических турбинах применяют регуляторы с гибкими связями, которые практически исключают трение и сводят к нулю коэффициент нечувствительности. Такие регуляторы обычно называют маятниками. Известны эвольвентный маятник ленточный (конструкции А. Г. Розова) и ромбический ленточный (рис. 2.52) Ленин-

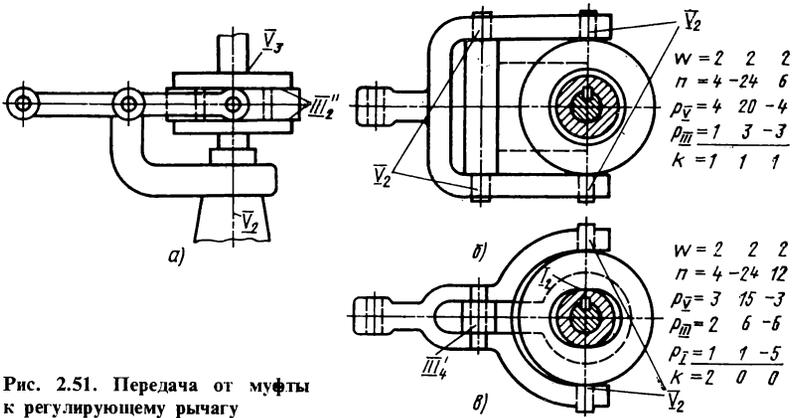


Рис. 2.51. Передача от муфты к регулиющему рычагу

градского металлического завода имени 22 съезда КПСС. Поперечного шарнира V_2 внизу механизма в исполненной конструкции нет. Он похож на конический регулятор, только тяги и рычаги в нем заменены гибкими связями — листовыми парами III'_4 .

Подвижность регулятора $w = 4$ — вращение, перемещение муфты и местная подвижность двух грузов (вращение вокруг точек пересечения P_2 и P_3 продолжения листовых пар). Для устойчивости центр тяжести грузов должен лежать снаружи этих точек.

По формуле (1.1) найдем $q = 4 - 6 \cdot 4 + 5 + 4 + 3 \cdot 4 = 1$.

Избыточная связь означает неравномерность нагрузки гибких листов. Чтобы устранить ее, на одном из центральных звеньев в плоскости чертежа необходимо поставить вращательную пару. Тогда $q = 4 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 2 + 4 + 3 \cdot 4 = 0$.

В этом регуляторе муфта (она представляет собой золотник сервомотора) вращается в неподвижной втулке и трение в ней направлено по окружности и осевых слагающих практически не имеет. Поэтому коэффициент нечувствительности этого регулятора равен нулю.

Необходимость установки горизонтального шарнира между нижним углом и муфтой (золотником) можно выяснить также из условия сборки механизма без натяга. Предположим, что последней собираемой парой будет IV_2 (золотник — втулка). Чтобы совместить их, золотнику необходимо сообщить два поворота вокруг двух осей координат и два перемещения по этим осям. Поворота вокруг оси и перемещения по этой оси не требуется, так как их обеспечивает сама пара (золотник — втулка). Поворот вокруг оси x обеспечивается горизонтальным шарниром, вокруг оси y — при помощи центра P_4 мгновенного вращения.

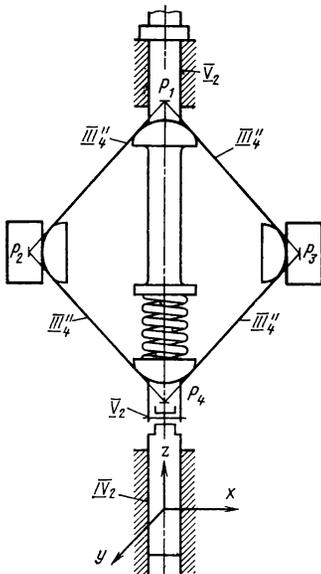


Рис. 2.52. Ромбический ленточный маятник Ленинградского металлического завода

Перемещения по оси x обеспечиваются центрами P_1 и P_4 мгновенного вращения, а по оси y — скручиванием лент P_1P_2 и P_1P_3 (меньше деформируются две другие) и поворотом нижнего узла вокруг оси x . Чтобы этот поворот не передался золотнику, предусмотрен горизонтальный шарнир.

Таким образом, поворот вокруг оси x и перемещение по оси y являются независимыми только при горизонтальном шарнире. Если такой шарнир не включить в схему механизма, независимость нарушится и получится натяг и неравномерная работа гибких лент. Устранение этой избыточной связи позволит сделать этот регулятор лучшим из современных, и его применение целесообразно распространить на другие смежные области.

Цена дополнительного шарнира не больше 10 р., что составит ничтожную часть стоимости всей установки.

Если считать мощность турбины 100 тыс. кВт и цену киловатт-часа 4 к., то

установка за 1 с даст энергии на $\frac{100000 \cdot 4}{100 \cdot 60 \cdot 60} = 1$ р. 11 к.,

т. е. шарнир окупится вследствие сокращения простоя на 10 с, а простой может быть из-за разрушения ленты регулятора при наличии избыточных связей. Этот расчет не учитывает убытков от аварии при разрушении регулятора, которые могут быть огромны. Все это еще раз говорит о пользе регуляторов без избыточных связей.

Эвольвентный маятник имеет две избыточные связи, еще больше избыточных связей в маятнике А. Г. Розова. Устранение их вызовет большое усложнение регуляторов, поэтому эти механизмы здесь не рассматриваем.

2.13. КЛАПАНЫ И ЗАДВИЖКИ

Поворотные клапаны применяют в арматуре трубопроводов (как обратные клапаны) и в химических аппаратах как герметические дверцы и как дверцы паровых котлов и дымоходов. Когда-то их применяли в ручных пожарных насосах (пожарных трубах), но они были выполнены с избыточными связями, из-за которых плохо работали, особенно в загрязненной воде, и поэтому их давно уже не используют.

Старая конструкция обратного клапана для трубопровода показана на рис. 2.53.

Рабочая поверхность клапана здесь плоская — пара III_2'' ; шарнир — пара V_2 . В закрытом положении $w = 0$, $n = 1$. По формуле (1.1) найдем $q = 0 - 6 \cdot 1 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 1 = 2$.

Две избыточные связи вызывают перекокс клапана вокруг вертикальной и горизонтальной осей. Отсюда нарушение герметичности. Исправляют это тремя способами.

Первый способ. Выполняют шарнир III_4 на оси клапана, который обеспечивает самоустанавливаемость (рис. 2.54). В закрытом положении $w = 1$ — здесь добавилось вращение клапана, правда, оно мало. Но в структурной формуле оно есть: $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 0$.

Второй способ. Клапан подвешивают на двух поводках с шарнирами III_4 (рис. 2.55). В закрытом положении $w = 3$ — вращение двух поводков вокруг своих осей и общая подвижность в плоскости, параллельной рабочей плоскости. Эти движения незначительны, так как происходят из-за зазоров в шарнирах и потому безвредны. Избыточные связи $q = 3 - 6 \cdot 3 + 3 \cdot 5 = 0$.

Третий способ. Отверстия в шарнире V_2 (рис. 2.53) заменяют горизонтальным пазом (лучше в неподвижной части), который и обеспечивает самоустанавливаемость.

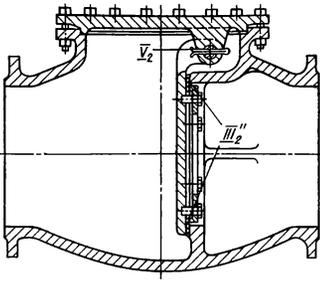


Рис. 2.53. Поворотный обратный клапан (старая неправильная конструкция с избыточными связями)

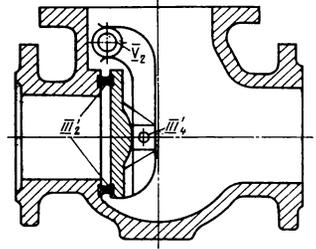


Рис. 2.54. Поворотный обратный клапан с самоустанавливающимся золотником ($q = 0$)

Подъемные клапаны применяют в запорных вентилях трубопроводов (рис. 2.56). Затвор называется золотником. Золотник направляется ребрами – верхними или нижними или центральным стержнем. В закрытом положении направляющее устройство вместе с рабочей поверхностью образует вращательную пару V_2 . Чтобы обеспечить самоустанавливаемость и устранить избыточные связи между шпинделем и золотником, должна быть пара первого класса I_2 . Для этого конец шпинделя должен быть шаровым и опираться на плоскость в золотнике.

В закрытом положении $w = 1$ – вращение золотника. Избыточные связи $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 1 \cdot 1 = 0$.

В мелких водопроводных вентилях применяют конструкцию золотника без направляющих. Тогда кинематическая пара золотник – седло будет плоскостной III_2' . Во избежание вредных подвижностей между золотником и шпинделем выполняется сферическая пара III_2' . Избыточные связи отсутствуют, т. е. $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 0$.

Задвижки получили широкое распространение в трубопроводах большого диаметра вследствие значительно меньших гидравлических сопротивлений, чем в вентилях. Клиновая задвижка старой системы с избыточными связями показана на рис. 2.57. Расчет по формулам (1.1) и (1.2) дан на правой стороне чертежа (винтовой механизм не рассматриваем).

Несмотря на подвижное соединение клина со шпинделем, которое составлено из двух пар III_2'

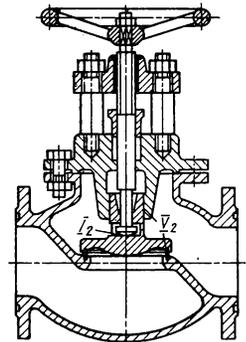
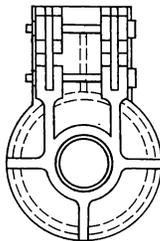
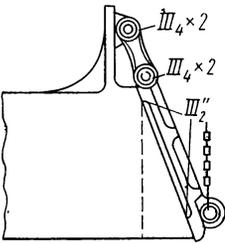


Рис. 2.55. Поворотный обратный клапан с золотником на двух поводках без избыточных связей

Рис. 2.56. Вентиль с самоустанавливающимся золотником за счет зазоров в направляющих

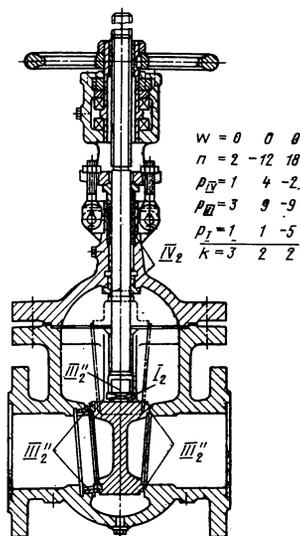


Рис. 2.57. Задвижка (старая неправильная конструкция с двумя избыточными связями)

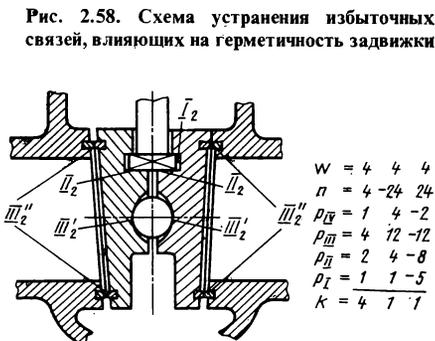
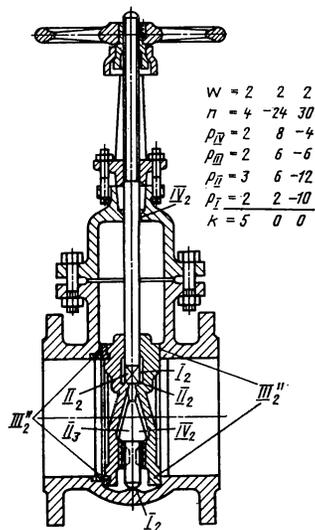


Рис. 2.58. Схема устранения избыточных связей, влияющих на герметичность задвижки

и I_2 , в задвижке две избыточные связи. Они требуют точного равенства углов клина и корпуса в двух осевых плоскостях — вертикальной и горизонтальной. Практически необходимая точность недостижима; и потому из двух рабочих плоскостей работает одна пара в зависимости от направления давления.

Для устранения избыточных связей клин делают из двух частей, между которыми заложен стальной шарик (рис. 2.58¹). Шпindelъ захватывает обе половинки клина. Между шпindelем и одной половинкой будем считать пару II_2 , а между шпindelем и другой — пары II_2 и I_2 , так как клинья должны препятствовать вращению шпindelя. Расчет подвижностей и избыточных связей по формулам (1.1) и (1.2) дан на правой стороне чертежа. В этом механизме четыре подвижности: вращение шарика вокруг трех осей координат и поперечное перемещение обоих клиньев в корпусе (до упора). Избыточная связь $q = 1$. Она дает неравномерное распределение усилия между шпindelем и клиньями. На неплотности это не влияет.

Задвижка с параллельными рабочими плоскостями системы Лудло показана на рис. 2.59. У нее прижатие дисков в конце закрытия производится одним centrally расположенным распорным клином. Справа на рис. 2.59 дан расчет по структурным формулам.



¹ Направляющая шпindelя — пара IV_2 не показана.

Рис. 2.59. Задвижка системы Лудло без избыточных связей

Чтобы избежать избыточных связей и получить полную самоустанавливаемость, будем считать, что между распорным клином и одним диском имеется пара IV_2 , а между клином и другим диском — пара II_3 . Подвижностей в механизме задвиги две: поперечное перемещение обоих дисков вместе с распорным клином (до упора) и вращение клина вокруг своей оси. Тогда избыточных связей нет, т. е. $q = 0$.

2.14. ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Самоустанавливающиеся неподвижные соединения во много раз ускоряют смену агрегатов. Описано 32 схемы таких соединений.

Для самоустанавливаемости вал надо опирать на два, а не на большее число подшипников. В поршневых машинах это достигается звездообразной конструкцией, в крановых мостах — применением трубчатых валов, в теплоходах — кормовым расположением машинного отделения, при котором исключается длинный валопровод. Вращающиеся столы станков (карусельных и зубофрезерных) следует опирать на плоскостную пару и центральную кольцевую.

В крейцкопфах поршневых машин для самоустанавливаемости следует башмаки соединять с корпусом крейцкопфа сферическими парами. При нескольких поршнях, работающих от одного крейцкопфа, их следует соединять между собой поводком с двумя сферическими парами. Станочные направляющие следует выполнять из клинчатого и плоского ползунов.

Клиновой механизм лучше выполнять из цилиндрических клиньев соединением плоской парой.

Винтовые механизмы применяют двух видов: с отдельно выполненными направляющими и когда направляющими являются винты. В одновинтовых механизмах с отдельными направляющими винт и направляющие дают две подвижности. Для самоустанавливаемости остальные пары должны дать пять подвижностей (из семи).

Механизмы с направляющими винтами могут быть одно-, двух- и трехвинтовыми. Одновинтовой проще всех, но дает только поступательное движение. Винт подвергается изгибу при смещении груза в обоих направлениях. Двухвинтовой механизм сложнее. При раздельном приводе винтов механизм кроме поступательного движения может дать наклон платформы вокруг одной оси. Не вызывает изгиба винтов смещение груза вдоль платформы. Трехвинтовой механизм самый сложный. При раздельном приводе механизм кроме поступательного движения может дать наклоны платформы вокруг двух осей (т. е. вокруг любой оси). Винты совершенно не подвергаются изгибу.

Кривошипно-ползунный механизм с цилиндрическим ползуном (поршнем) имеет две избыточные связи. Устранение их улучшает пуск двигателя и уменьшает износ поршневых колец и втулок цилиндров. Устранение избыточных связей достигается постановкой двух добавочных шарниров на шатуне или заменой пары V_2 на пару III_2 на поршне и пары V_2 на пару IV_2 на пальце кривошипа или комбинацией того и другого.

Цилиндрическую пару IV_2 следует ставить только там, где она делает полный оборот, и проверять длину вкладыша на самоустанавливаемость.

В кривошипно-коромысловом механизме для самоустанавливаемости кинематические пары кроме подшипников кривошипа и коромысла должны иметь пять подвижностей. Это достигается добавочными шарнирами (механизмы парораспределения турбин, где большие тепловые расширения) или применением шаровых пар и т. д.

В механизме параллельного кривошипа в мертвой точке возникает добавочная подвижность — обычно вредная и избыточная связь. Вредную подвижность можно

устранить применением добавочного механизма, а избыточную связь добавочной парой, дающей линейную подвижность вдоль одного из звеньев.

В кулисных механизмах (синусном и тангенсном) избыточные связи хорошо устраняются применением трех цилиндрических пар IV_2 , и только подшипники главного вала остаются парами V_2 .

При проектировании самоустанавливающихся многоповодковых механизмов воспользоваться теорией Ассура чрезвычайно затруднительно по следующим причинам: есть много случаев, когда группы Ассура имеют ненулевую подвижность и избыточную связь; группы с одним базовым звеном в зависимости от классов кинематических пар могут быть не только трехповодковыми, но двух-, трех-, четырех-, пяти-, шестиповодковыми. Еще сложнее при двух базовых звеньях; при проектировании иногда выгоднее в одной присоединяемой группе оставлять подвижность, которую необходимо ликвидировать следующей группой (см. рис. 1.18). Можно рекомендовать метод сборки так, чтобы не было натягов и чтобы устранять вредные подвижности.

Самоустанавливаемость в центробежных регуляторах дает уменьшение трения, а следовательно, и нечувствительности. Нечувствительность также можно уменьшить применением горизонтального вала регулятора вместо вертикального, заменой шарниров гибкими лентами и исключением выворачивающего момента на муфте или заменой муфты золотником, вращающимся в неподвижной втулке.

Самоустанавливаемость в клапанах и задвижках улучшает их герметичность.

3. ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ МЕХАНИЗМЫ С НИЗШИМИ ПАРАМИ (ШАРНИРНЫЕ)

3.1. МНОГОПОВОДКОВЫЕ ГРУППЫ

При конструировании статически определимых механизмов наиболее трудной задачей является выбор структурной схемы многоповодковой группы, особенно пространственной. Может получиться, что в одной части группы появятся избыточные связи, а в другой — вредные подвижности.

Исследуем многоповодковые группы, состоящие из базового звена и нескольких поводков. Сначала рассмотрим только поводки, накладывающие одно условие связи, которые по аналогии с кинематическими парами будут называться поводками первого класса. Такие поводки могут выполняться из стержня с двумя шаровыми парами третьего класса. Вместо таких поводков можно взять кинематические пары первого класса нитевые или точечные. Поводок, накладывающий несколько условий связи, можно рассматривать как несколько поводков первого класса.

Базовое звено может иметь шесть степеней свободы. Чтобы их устранить, надо поставить шесть поводков. Следовательно, группа нулевой подвижности в пространстве является шестиповодковой. Аналогично группа, имеющая одну подвижность, будет пятиповодковой и т. д. Группа с пятью подвижностями будет одноповодковой. Как было показано в разд. 1.3, каждое условие связи — это передаваемая сила или момент. Поэтому исследовать подвижности и условия связи удобно силовым способом.

Для базового звена имеется шесть уравнений статики.

$$\Sigma Q_x = 0; \quad (3.1) \qquad \Sigma M_x = 0; \quad (3.4)$$

$$\Sigma Q_y = 0; \quad (3.2) \qquad \Sigma M_y = 0; \quad (3.5)$$

$$\Sigma Q_z = 0; \quad (3.3) \qquad \Sigma M_z = 0; \quad (3.6)$$

Система осей координат может быть и ортогональной и косоугольной. Моменты могут браться как относительно тех же осей, что и силы, так и относительно других осей координат.

Обращение в тождество одного из уравнений статики указывает на соответствующую подвижность. Соответственно уменьшается число уравнений, а для сохранения статической определимости должно уменьшаться и число поводков.

Если уравнений равновесия не хватает для определения сил в поводках, их придется дополнить уравнениями деформаций, что укажет на наличие избыточных связей.

Рассмотрим одноповодковую группу с поводком, направляемым по оси u . Равенства (3.1), (3.3), (3.4), (3.5) и (3.6) обращаются в тождества, следовательно, подвижность равна пяти. Остается уравнение (3.2). Из него можно найти только одну силу. Отсюда вытекает первое условие статической определимости, которое пригодно и для многоповодковой группы: по одной прямой может располагаться не более одного поводка. В многоповодковых группах недопустимо также, чтобы вдоль этого поводка была направлена равнодействующая сил на других поводках. Это первое условие дано в табл. 3.1, в которой для

Таблица 3.1

№ условия	Расположение поводков (определяемых сил)		Наибольшее допустимое число поводков
1	На плоскости	По одной прямой	1
2		В одной плоскости параллельно	2
3		В одной плоскости и проходят через одну точку	2
4		В одной плоскости общее	3
5	В пространстве	Параллельно	3
6		Проходят через одну точку	3
7		В параллельных плоскостях и пересекают прямую, перпендикулярную к этой плоскости	4
8		Пересекают две скрещивающиеся прямые	4
9		В параллельных плоскостях	5
10		Пересекают прямую или параллельны этой прямой	5
11		Общее	6

различного числа поводков сформулированы условия их расположения, необходимые для самоустанавливаемости.

Рассмотрим двухповодковую группу с поводками, направленными параллельно оси y (рис. 3.1, а). Уравнения (3.1), (3.3), (3.4) и (3.5) обращаются в тождества. Следовательно, будет четыре подвижности, показанные на рисунке стрелками [подвижность, перпендикулярная к плоскости чертежа, показана крестом в кружочке (хвост стрелки) и точкой в кружочке (острие стрелки)]. Остаются два уравнения: $\sum Q_x = 0$ и $\sum M_z = 0$, из которых можно найти не больше двух сил.

Следовательно, кроме первого условия надо выполнить и второе (см. табл. 3.1). В одной плоскости может располагаться не более двух параллельных поводков.

Рассмотрим двухповодковую группу с поводками, пересекающимися в одной точке с линией действия заданной силы (рис. 3.1, б). Уравнения (3.3), (3.4), (3.5) и (3.6) обращаются в тождества. Поэтому будут четыре подвижности, показанные на рисунке стрелками. Остаются два уравнения: $\sum Q_x = 0$ и $\sum Q_y = 0$, из которых можно найти не больше двух сил. Следовательно, кроме первого условия надо выполнить и третье (см. табл. 3.1). В одной плоскости может распо-

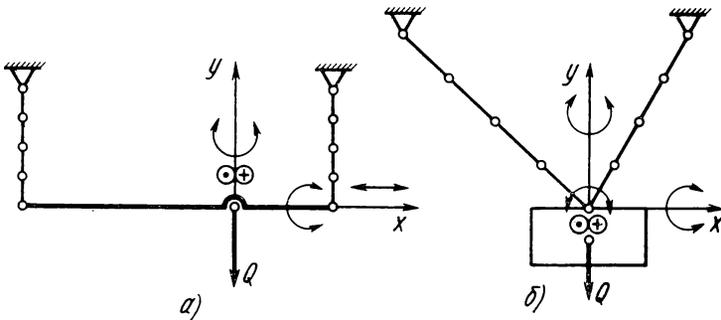


Рис. 3.1. Двухповодковые группы подвижности 4

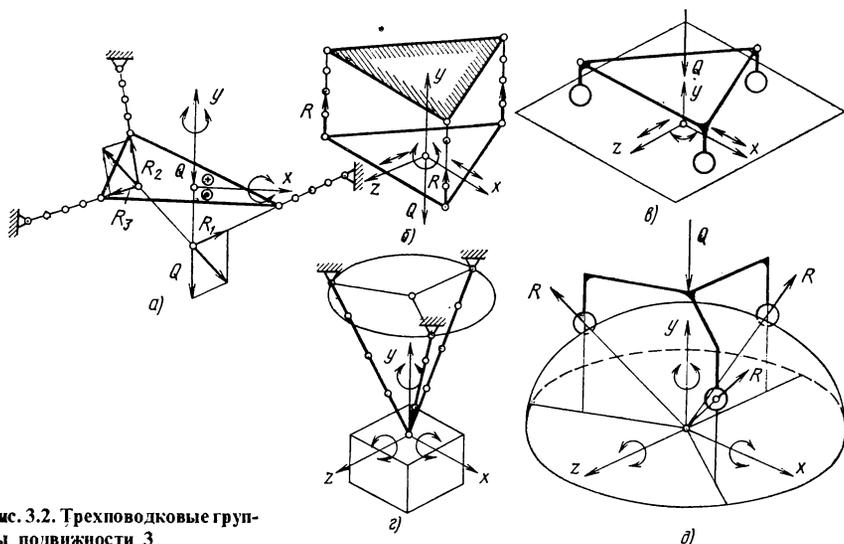


Рис. 3.2. Трехповодковые группы подвижности 3

лагаться не более двух поводков, пересекающихся в одной точке с заданной силой.

Рассмотрим трехповодковую группу с поводками, расположенными в одной плоскости (рис. 3.2, а); уравнения (3.3) – (3.5) обращаются в тождества. Поэтому будут три подвижности, показанные стрелками. Останутся три уравнения: $\Sigma Q_x = 0$, $\Sigma Q_y = 0$ и $\Sigma M_z = 0$, из которых можно найти не больше трех сил. Следовательно, кроме трех предыдущих условий надо выполнить четвертое: в одной плоскости может располагаться не больше трех поводков (если все три не параллельны и не пересекаются в одной точке).

Рассмотрим трехповодковую группу с параллельными поводками (рис. 3.2, б). Та же группа с точечными парами (сферами, опирающимися на плоскость) показана на рис. 3.2, в.

Уравнения (3.1), (3.3) и (3.5) обращаются в тождества, следовательно, будут три подвижности, показанные стрелками. Останутся уравнения $\Sigma Q_y = 0$; $\Sigma M_x = 0$ и $\Sigma M_z = 0$, из которых можно найти не больше трех сил. Следовательно, надо выполнить пятое условие (см. табл. 3.1): располагать параллельно можно не больше трех поводков (если они не в одной плоскости).

Рассмотрим трехповодковую группу с поводками, пересекающимися в одной точке (рис. 3.2, г). Та же группа с точечными параметрами (с шарами, опирающимися на сферу) показана на рис. 3.2, д. Уравнения (3.4), (3.5) и (3.6) обращаются в тождества, следовательно, имеем три подвижности, показанные стрелками. Останутся три уравнения $\Sigma Q_x = 0$, $\Sigma Q_y = 0$ и $\Sigma Q_z = 0$, из которых можно найти не больше трех сил.

Отсюда получается шестое условие: в одной точке могут пересекаться не больше трех поводков (если они не в одной плоскости).

Рассмотрим четырехповодковую группу с поводками в параллельных плоскостях и пересекающимися прямою, перпендикулярную к этим плоскостям (рис. 3.3, а).

Такая же группа с точечными парами (сферами, опирающимися на цилиндр) показана на рис. 3.3, б. Последняя была разработана автором¹ для того, чтобы от

¹ Решетов Л. Н. Переключатель. — Авт. свид. № 68668, бюллетень № 6, 1947 г.

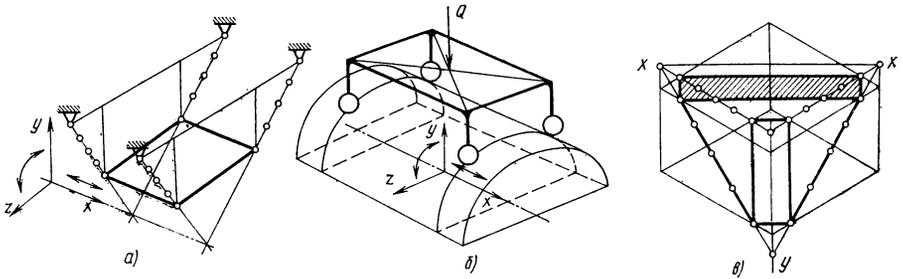


Рис. 3.3. Четырехповодковые группы подвижности 2

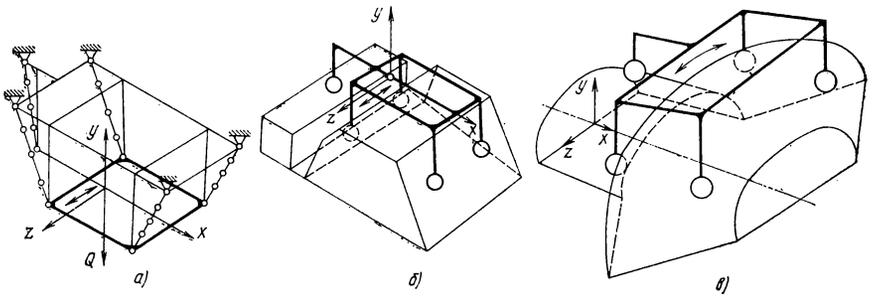


Рис. 3.4. Пятиповодковые группы подвижности 1

каждого конца винтовой пружины получить равномерное нажатие четырех контактов. Аналогичным образом схемы на рис. 3.2, в и д могут быть применены для равномерного нажатия трех контактов от одной пружины. Уравнения (3.1) и (3.4) обращаются в тождества. Следовательно, будут две подвижности, показанные стрелками. Остаются четыре уравнения: $\sum Q_y = 0$; $\sum Q_z = 0$; $\sum M_y = 0$ и шестое $\sum M_z = 0$, из которых можно найти не больше четырех сил. Отсюда получается седьмое условие (см. табл. 3.1): при поводках, расположенных в параллельных плоскостях и пересекающих прямую, перпендикулярную к этим плоскостям, для самоустанавливаемости допустимо не больше четырех поводков.

Рассмотрим четырехповодковую группу, у которой все поводки пересекают две скрещивающиеся прямые xx и yy (рис. 3.3, в). Уравнения моментов (4.4) и (4.5) относительно этих осей обращаются в тождества. Следовательно, будут две подвижности. Остаются четыре уравнения, из которых можно определить не больше четырех сил. Отсюда вытекает восьмое условие получения многоповодковой группы без избыточных связей: при поводках, пересекающих две скрещивающиеся прямые, допустимо не более четырех поводков. Конечно, в четырехповодковой группе должны выполняться условия, выведенные для одно-, двух- и трехповодковых групп.

Рассмотрим пятиповодковую группу с поводками в параллельных плоскостях (рис. 3.4, а). Такая же группа с точечными парами показана на рис. 3.4, б. Уравнение (3.3) обращается в тождество. Следовательно, подвижность будет одна, показанная стрелкой. Остаются пять уравнений, из которых можно найти не больше пяти сил. Отсюда получается девятое условие (см. табл. 3.1). При поводках, распо-

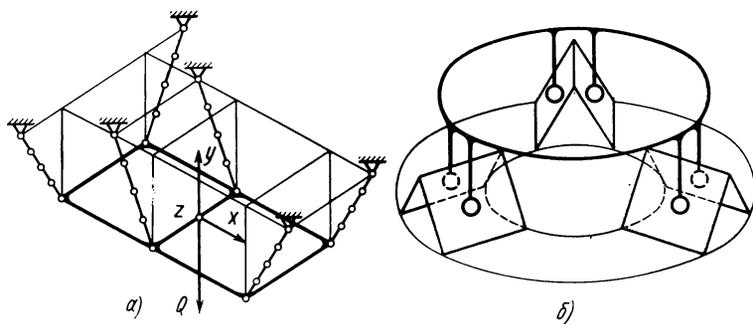


Рис. 3.5. Шестиповодковые группы нулевой подвижности

женных в параллельных плоскостях, допустимо не больше пяти поводков.

Рассмотрим пятиповодковую группу с поводками, пересекающими прямую или параллельными этой прямой. Такая группа с точечными парами, опирающимися на поверхность тела вращения, показана на рис. 3.4, в. В ней некоторые пары могут опираться на плоскости, перпендикулярные к этой прямой. Уравнение (3.4) обращается в тождество. Остаются пять уравнений, из которых можно определить не больше пяти сил. Отсюда получается десятое условие: при поводках, пересекающих прямую или параллельных этой прямой, допустимо не больше пяти поводков.

При поводках, расположенных по нормальям к винтовой поверхности, уравнение (3.4) равноценно уравнению (3.1). Уравнение (3.6) равноценно уравнению (3.3) — пропадают еще два уравнения и остается три. Следовательно, при поводках, расположенных по нормали к винтовой поверхности, допустимо не больше трех поводков.

Конечно, в пятиповодковой группе должны выполняться условия, выведенные для групп с меньшим числом поводков.

Рассмотрим шестиповодковую группу. Чтобы она была статически определимой и не имела вредных подвижностей, надо выполнить все десять условий, выведенных для групп с меньшим числом поводков. Получается это потому, что части шестиповодковой группы можно рассматривать как группы с меньшим числом поводков. Такая группа показана на рис. 3.5, а (с поводками) и 3.5, б (с точечными парами). В этом случае сохраняются все шесть уравнений статики и, следовательно, можно найти силы в шести поводках.

Вместо проверки шестиповодковой группы по приведенным выше десяти условиям можно исследовать ее по шести уравнениям статики, т. е. проверить, не обращается ли в тождество какое-либо из этих уравнений.

Многоповодковые группы применяют для крепления газотурбинных двигателей [24], [52]. Отсутствие избыточных связей в том случае особенно важно, так как деформации самолета не передаются двигателю. Вследствие малости зазоров между подвижными и неподвижными лопатками деформации двигателя могут привести к полному разрушению.

Рассмотрим возможные схемы многоповодковых креплений без избыточных связей (рис. 3.6). При креплении, симметричном относительно оси двигателя (рис. 3.6, а и б), можно взять все поводки одинаковыми и совместить попарно пары III_4 , которыми они присоединяются к двигателю и к самолету (рис. 3.6, а). Это будет общий случай расположения поводков, аналогичный на схеме располо-

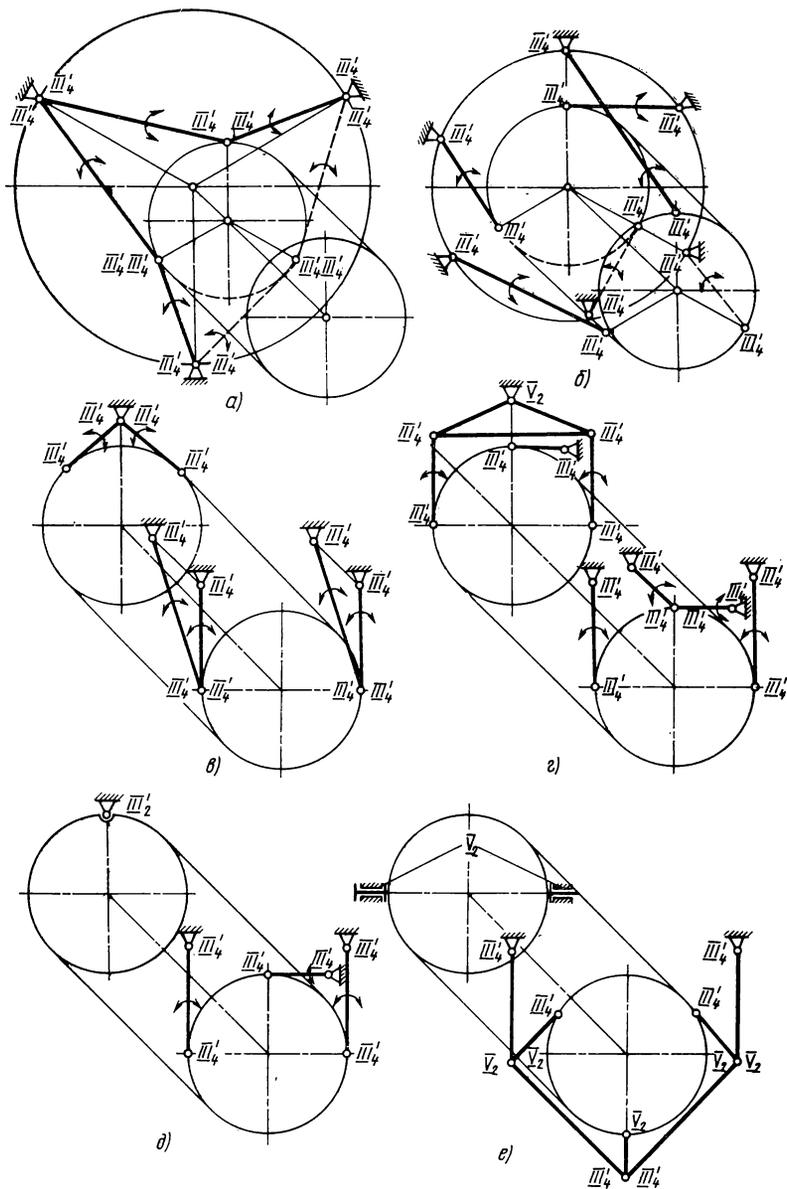


Рис. 3.6. Подвески турбореактивных двигателей без избыточных связей:

a — с симметричным расположением тяг; *б* — с тремя тягами в одной плоскости, перпендикулярной к оси, и тремя пересекающимися в одной точке или параллельными; *в* — с четырьмя тягами, пересекающимися прямою, перпендикулярную оси, и двумя, расположенными отдельно; *г* — с рычагом, выравнивающим усилия, действующие на две точки двигателя; *д* — со сферической парой III_2' и тремя тягами в плоскости, перпендикулярной к оси; *е* — с вращательной парой V_2 и уравнительным механизмом для получения одинаковых усилий, действующих на три точки двигателя

жения их, приведенной на рис. 3.5, б. Можно расположить три поводка в одной плоскости, а три других — пересекающимися в одной точке (рис. 3.6, б). Вместо пересекающихся трех поводков можно взять три параллельных.

При ортогональном расположении поводков (рис. 3.6, в) можно взять четыре поводка, пересекающих одну прямую, а два других расположить отдельно. У этой схемы есть недостаток: мала жесткость в боковом направлении. Можно крепление поводков к двигателю расположить в двух плоскостях, перпендикулярных к оси вращения (рис. 3.6, г). На этой схеме семь поводков. Чтобы избежать избыточных связей, два из них соединены балансиrom. Благодаря этому силы поводков меньше деформируют корпус двигателя.

Можно применить комбинированное крепление из кинематической пары и поводков. Такой случай со сферической парой III_2 показан на рис. 3.6, д. При таком креплении требуются три поводка, которые на этой схеме расположены в одной плоскости. Крепление с одной вращательной парой V_2 показано на рис. 3.6, е. В этом случае требуется один поводок. На схеме применены два поводка и уравнительный механизм, которые распределяют их усилия на три точки двигателя, что, конечно, улучшает его условия работы. Многоповодковые группы применяют также в механизмах регулируемого сопла турбореактивных двигателей [38].

Чтобы получить многоповодковую группу без избыточных связей, надо выполнить условия, перечисленные в табл. 3.1. При шестиповодковой группе надо выполнить все эти условия. В группе с меньшим числом поводков надо выполнить условия, к ней относящиеся, а также и предыдущие, которые относятся к частям этой группы.

Исследование статической определенности многоповодковой группы свелось к разложению заданной силы, приложенной к базовому звену, на силы, действующие по поводкам, т. е. к разложению силы по заданным линиям действия. Число этих сил может быть от одного до шести в зависимости от расположения, которое указано в табл. 3.1.

Выше были рассмотрены только поводки с парами III_2 , накладывающие одно условие связи. Применяя пары других классов, можно получить поводки, накладывающие большее число условий связи. Например, поводок второго класса можно получить, применив соответственно по одной паре третьего и пятого классов (рис. 3.7, а), третьего класса — по одной паре четвертого и пятого классов (рис. 3.7, б и в) или четвертого класса — две пары пятого класса (рис. 3.7, г).

На рис. 3.7 в правом верхнем углу показаны условия связи в виде передаваемых поводком сил и моментов. В зависимости от числа связей, накладываемых поводками, в группе нулевой подвижности изменяется число поводков. Группа с одним базовым звеном будет трехповодковой только в случае поводков второго класса. В общем случае число поводков изменяется от двух до шести. На рис. 2.29, е показаны два поводка V_{12} , V_{12} и III_{12} . V_3 (шатун — базовое звено). На рис. 2.47 (обозначения пар по знаменателю) изображена кулиса Стефенсона с четырьмя поводками: два второго класса V_2III_4 и V_2III_4 (верхняя тяга и подвеска) и два первого класса III_4III_4 и $V_2III_4IV_2$ (нижняя тяга и золотник).

На больших пароходах применялась трехэксцентриковая кулиса Стефенсона. Она была пятиповодковой. Шестиповодковая группа применена в токоприемнике. Таким образом, нельзя считать, что группы нулевой подвижности с одним базовым звеном всегда будут трехповодковыми. Еще более сложно будет с числом поводков у групп с двумя базовыми звеньями, которые всегда считать четырехповодковыми нельзя.

При проектировании многоповодковой группы с многосвязными поводками следует рассматривать уравнения статики (3.1)–(3.6) так же, как и при односвязных поводках.

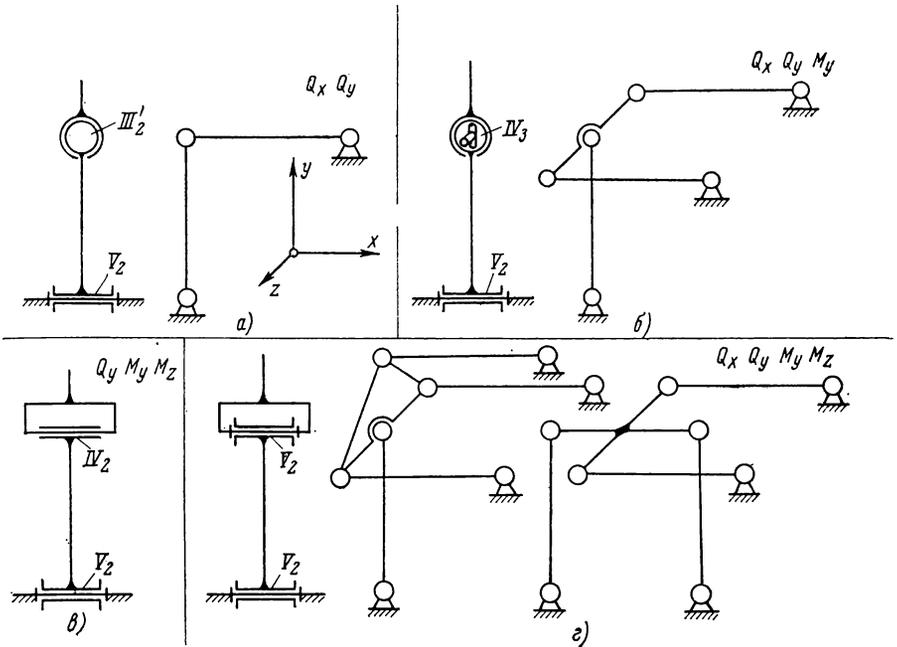


Рис. 3.7. Многосвязные поводки:
 а — второго класса; б, в — третьего класса; г — четвертого класса

Можно заменить многосвязные поводки соответствующим числом односвязных поводков с надлежащим расположением.

Каждый поводок передает силу (накладывает линейное условие связи) вдоль своей оси. Два параллельных поводка кроме силы передают момент (накладывают угловое условие связи) вокруг оси, перпендикулярной к их плоскости (см. рис. 3.7, б). Поэтому поводки могут передавать момент только, когда они передают силу. Следовательно, при поводках первого класса число передаваемых моментов не может быть больше числа передаваемых сил. Поэтому поводок третьего класса (см. рис. 3.7, в), который передает два момента и одну силу, нельзя заменить тремя поводками первого класса.

При определении замещающих поводков надо начать с поводков, передающих силы. На рис. 3.7, а, б и г передаются силы Q_x и Q_y . Следовательно, должно быть по одному поводку, направленному по оси x и по оси y .

Для передачи момента параллельно поводкам, передающим силы, надо ставить вторые поводки. На рис. 3.7, б и г для передачи момента M_y надо ставить второй поводок вдоль оси x . Поводок вдоль оси y не годится, так как он не создаст момента вокруг этой оси. На рис. 3.7, г для передачи момента M_z можно поставить или поводок, параллельный оси x (средняя схема), или поводок, параллельный оси y (правая схема).

3.2. МЕХАНИЗМЫ ГИДРОПРИВОДА

В устройствах автоматического управления широко применяют объемный гидропривод, состоящий из гидронасоса, подающего рабочую жидкость под большим давлением, и гидромотора, работающего на этой жидкости. Регулирование частоты

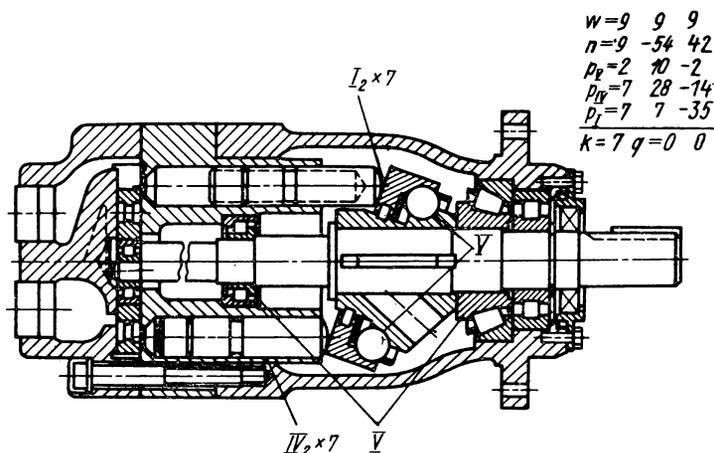


Рис. 3.8. Насос с толкателями и неподвижным цилиндрическим блоком — нерегулируемый, золотник самоустанавливающийся

достигается как воздействием на производительность гидронасоса, так и воздействием на гидромотор. Ниже будут рассмотрены насосы с аксиальным расположением цилиндров (пространственные). Обычные насосы в авиационных устройствах делают 3000–4000 об/мин, а уникальные 20 000–30 000 об/мин. Давление, создаваемое обычными насосами, составляет 210–350 кгс/см², а уникальными — до 700 кгс/см². Мощность уникальных приводов достигает 4000 кВт [2]. Устройство гидронасоса и гидромотора обычно одинаково.

Для удобства будем рассматривать только гидронасосы.

Аксиальный поршневой гидронасос с неподвижным блоком цилиндров показан на рис. 3.8. Он состоит из цилиндрического (осевого) кулачка, толкателями которого служат поршни цилиндров (число которых обычно равно 9). Для силового замыкания служат пружины, воздействующие на поршни, или давление масла, подаваемого в гидронасос специальным подкачивающим насосом. Для уменьшения трения вместо роликовых толкателей рабочая часть кулачка, которую будем называть шайбой, сделана вращающейся на подшипниках качения.

Масло распределяется круглым плоским золотником, приводимым от кривошипа на конце вала. Этот золотник имеет местную безвредную подвижность — вращение вокруг пальца кривошипа.

Подсчитаем избыточные связи в механизме золотника. Для простоты будем считать привод неподвижным. Тогда $w = 1$; $n = 1$; $p_{\text{III}} = 1$ и $p_{\text{II}} = 1$; $q = 1 - 6 + 3 + 2 = 0$, т. е. самоустанавливаемость золотника обеспечена.

В главном механизме подвижность складывается из основной, проскальзывания шайбы и вращения семи поршней, т. е. $w = 9$.

Подсчет избыточных связей приведен на рис. 3.8, и здесь $q = 0$. Следовательно, механизм самоустанавливающийся и избыточных связей не имеет.

Недостаток — точечный контакт поршней с шайбой и боковые усилия, действующие на стенки цилиндров. Последние вызывают неравномерный износ стенок цилиндров и поршней и момент, передаваемый на блок цилиндров. Чтобы его устранить, применяют соединение поршней с шайбой с помощью шатунов с шаровыми головками III', III' (рис. 3.9 и 3.12). Во избежание вредной подвижности в этих случаях необходима кинематическая связь между блоком цилиндров и

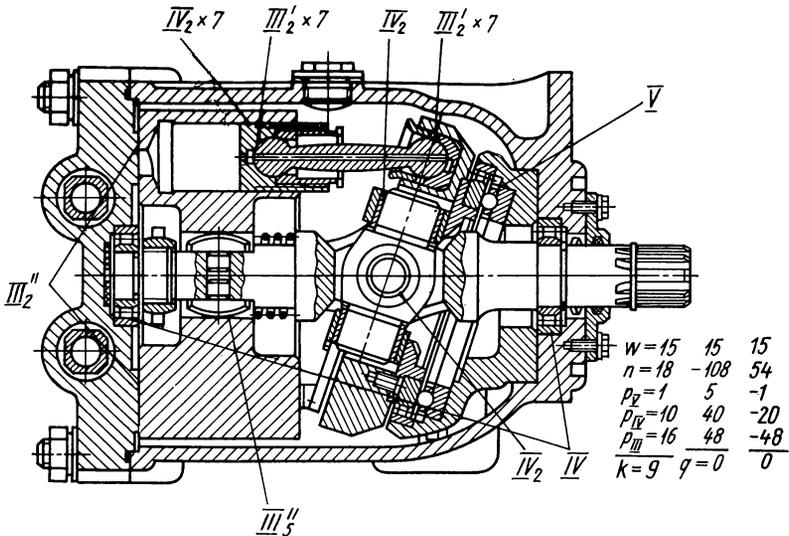


Рис. 3.9. Насос с шатунами и вращающимся цилиндрым блоком – нерегулируемый, золотник самоустанавливающийся

шайбой: на рис. 3.9 она выполнена карданным шарниром III''_5 , а на рис. 3.12 – путем упора шатунов в поршни, которые сделаны удлиненными.

При нескольких поршнях будут избыточные связи, но они не вредны, так как механизм будет работать, даже если окружная сила передается только одним поршнем. Наклоны шатунов здесь незначительны, поэтому давление на стенки цилиндров и момент, передаваемый на блок цилиндров, практически равны нулю.

Промежуточными свойствами обладает конструкция с башмаками (рис. 3.10). Пары III'_2 и III''_2 имеют поверхностный контакт, но нагрузка на стенки цилиндров и момент на цилиндры блок остаются. Такая конструкция проще, чем с шатунами, так как не требует кинематической связи блока цилиндров с шайбой. Интересна конструкция башмака. Под него через канал в поршне подводится масло из цилиндра, разгружает его и тем улучшает КПД и уменьшает износ механизма.

Механизм, показанный на рис. 3.8, нерегулируемый. Сделать его регулируемым трудно, так как это потребовало бы изменять параметры вращающегося кулачка на ходу. Поэтому он обычно применяется как гидромотор. Чтобы сделать механизм регулируемым, применяют гидронасосы с вращающимся блоком цилиндров и неподвижным кулачком (рис. 3.10 и 3.11). Регулирование выполняется изменением наклона шайбы, что соответствует изменению параметров кулачка, а при неподвижном кулачке это достигается очень просто. Золотником в механизме служит сам цилиндры блок, который при вращении соприкасается с неподвижным зеркалом – плоским (рис. 3.10 и 3.11) или сферическим (рис. 3.12). Самоустанавливаемость золотника (отсутствие избыточных связей) весьма важна для его герметичности. Это было хорошо известно конструкторам паровых машин, которые выполняли самоустанавливающимися все плоские золотники. Самоустанавливающиеся золотники применяются во всех железнодорожных воздушных тормозах. В гидроприводах это условие не всегда выполняется.

На рис. 3.9 цилиндры блок фиксируется плоскостной парой III''_2 и зубчатым карданом III''_5 (шатуны и поршни положение блока не фиксируют). По формуле

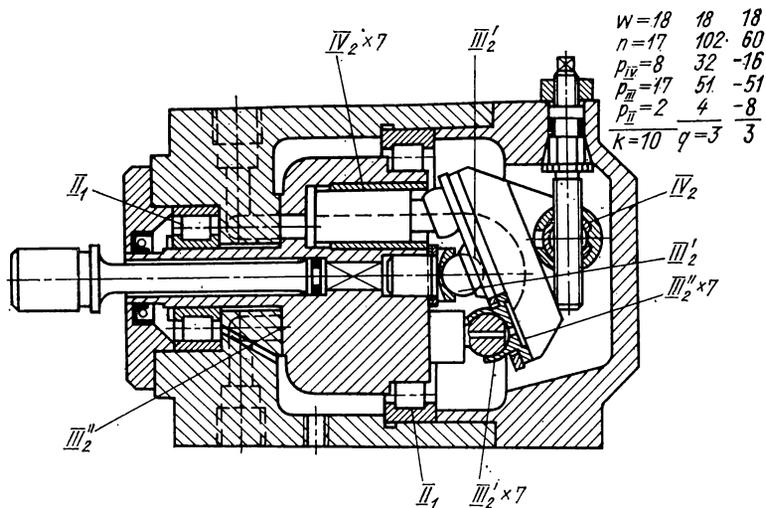


Рис. 3.10. Насос с башмаками и вращающимся цилиндрическим блоком (регулирование наклоном шайбы. Золотник несамостоятельно)

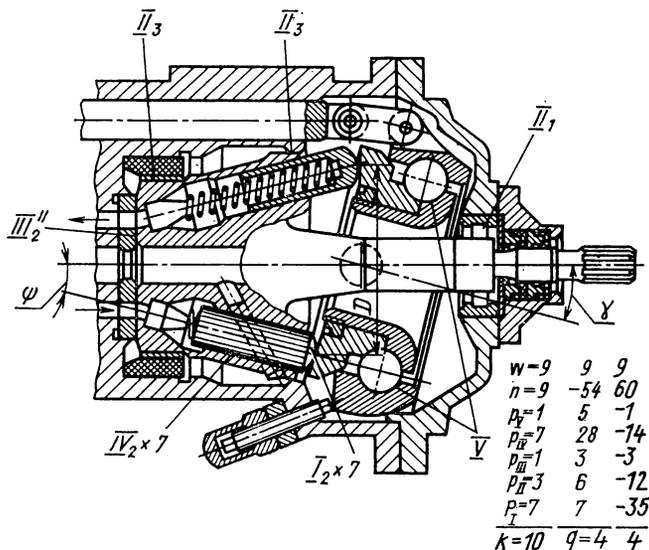


Рис. 3.11. Насос с толкателями и вращающимся цилиндрическим блоком (регулирование наклоном шайбы)

(1.1) найдем $q = 0 - 6 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 0$, т. е. избыточных связей нет и обеспечены самоустанавливаемость и надежная работа.

На рис. 3.10 цилиндрический блок вращается на двух подшипниках, которые можно считать парами II_1 и плоскостной парой III'_2 . По формуле (1.1) найдем $q = 1 - 6 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 2$.

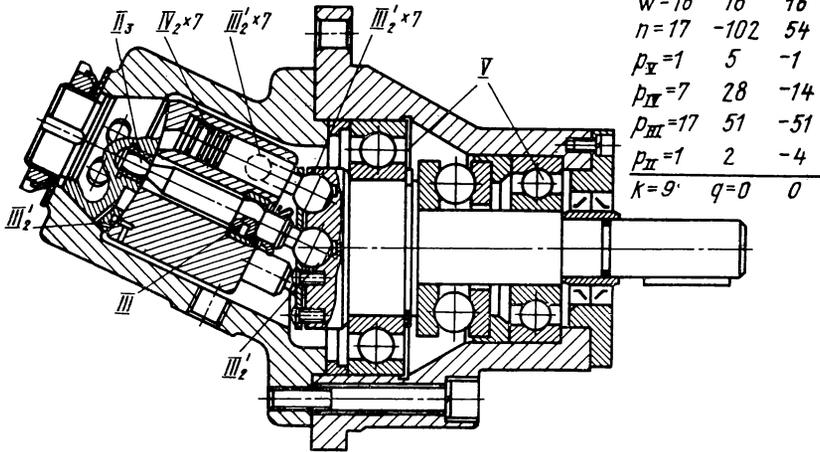


Рис. 3.12. Насос нерегулируемый, с шатунами, вращающимся цилиндрическим блоком и приводом к шайбе, золотник самоустанавливающийся

Следовательно, получаются две избыточные связи. Герметичность золотника может быть достигнута только очень точной пригонкой и легко может нарушиться.

Для исправления схемы надо удалить один из подшипников. Из схемы на рис. 3.10 неясно, чем воспринимается реакция башмаков на шайбу, так как винт, работающий как консольная балка, вряд ли выдержит эту силу.

На рис. 3.11 блок вращается даже на трех опорах II_3 , II_3 и II_1 и плоскостной паре III'_2 . Получились четыре избыточные связи, поэтому две опоры являются лишними.

При механизме с шатунами и вращающимся блоком цилиндров рабочий момент передается на шайбу, а не на блок. Тогда целесообразно с приводом соединить шайбу (см. рис. 3.12), а ось цилиндрического блока расположить под углом. Для регулирования производительности этот угол можно изменять, для чего цилиндрический блок поворачивают вокруг поперечной оси, через которую и подводится масло.

Золотниковое зеркало выполнено сферическим.

Рассмотрим цилиндрический блок вместе с центральным стержнем.

По формуле (1.1) найдем $q = 1 - 6 \cdot 2 + 3 \cdot 3 + 2 \cdot 1 = 0$, т. е. самоустанавливаемость золотника обеспечена и механизм может хорошо работать.

3.3. МЕХАНИЗМЫ ВЕРТОЛЕТОВ

Самым сложным элементом в устройстве вертолета является автомат-перекос. Он изобретен в 1911 г. Б. Н. Юрьевым. Им же изобретен вертолет с одним несущим винтом и одним задним — рулевым, который в настоящее время наиболее распространен [4].

Автомат-перекос конструктивно оформляется по-разному, но принцип его действия остается одним и тем же. Винты вертолета как несущий, так и рулевой выполняют переменного шага с поворотными лопастями. Поворотом последних и управляет автомат-перекос. Лопasti несущего винта обычно соединяют со втулкой с помощью горизонтальных и вертикальных шарниров (рис. 3.13). Благодаря им лопасть самоустанавливается вдоль равнодействующей аэродинамической, центробежной и тангенциальной сил инерции и устраняется изгибающий момент

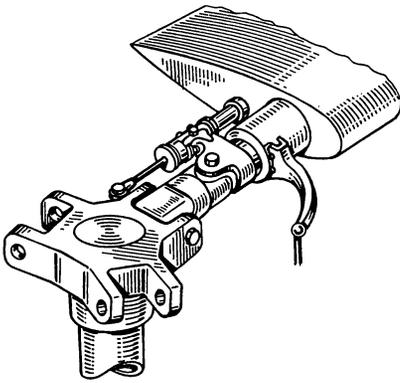


Рис. 3.13. Подвижное соединение лопасти несущего винта с втулкой

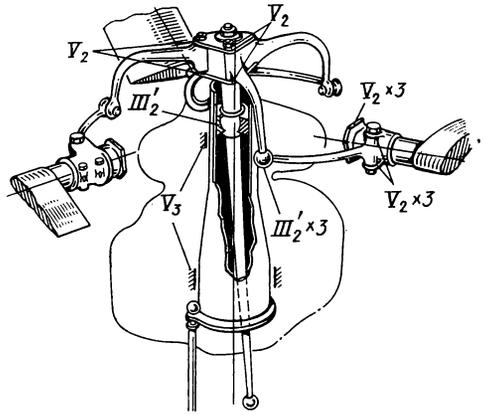


Рис. 3.14. Автомат-перекос типа «паук» с одной жесткой лапой

у основания лопасти. Это очень интересный случай, когда подвижность уменьшает напряжения. Обычно считают, что бывает наоборот. Этот принцип следует применять и в других конструкциях, например, в локомотивах.

Автомат-перекос воздействует не только на общий шаг лопастей, что нужно для управления вертикальным движением вертолета, он воздействует также и на циклический шаг, т. е. шаг, изменяющийся с углом поворота винта. Для движения вертолета вперед нужно, чтобы шаг винта задней лопасти был больше шага винта передней лопасти. Тогда образуется слагающая сила, направленная вперед. Изменение «продольного» циклического шага производится продольным перемещением ручки управления. Для наклона вертолета влево нужно, чтобы шаг винта правой лопасти был больше шага винта левой лопасти. Регулирование «поперечного» циклического шага производится поперечным перемещением ручки управления.

Автомат-перекос может располагаться над несущим винтом, рычаг управления циклическим шагом проходит внутри втулки винта (рис. 3.14) или под ним (см. рис. 3.17 и 3.18).

Рассмотрим автомат-перекос типа «паук» (рис. 3.14) при трехлопастном винте. Паук имеет три лапы — одну жесткую и две на шарнирах V_2 . Лапы соединены с лопастями с помощью рычагов $Ш_2'x3$, V_2 . Паук вращается вместе с винтом вокруг шарнира $Ш_2'$. Это вращение, а также подвижности лопасти за счет шарнирного присоединения их к втулке для упрощения не будем рассматривать, так как эти подвижности не нужны для устранения избыточных связей.

Рассмотрим только подвижности при управлении: общим шагом путем подъема стакана с пауком на опорах V_3 , продольным и поперечным циклическими шагами путем поворота паука на шарнире $Ш_2'$ вокруг двух горизонтальных осей, т. е. $w = 3$. Подвижности самоустанавливаемости лопастей и соответствующие шарниры для упрощения здесь не рассматриваем.

По формуле (1.1) найдем $q = 3 - 6 \cdot 10 + 5 \cdot 9 + 3 \cdot 4 = 0$, т. е. конструкция не содержит избыточных связей и может хорошо работать. Единственным ее недостатком является малая длина шарниров V_2 , передающих момент, и поэтому их работа очень напряженная. Этого недостатка лишен механизм на рис. 3.16.

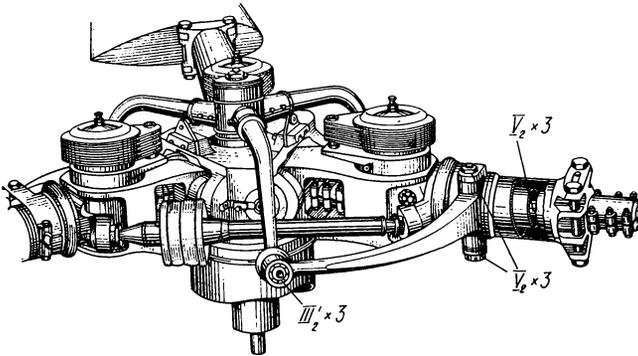


Рис. 3.15. Автомат-перекос типа «паук» с тремя жесткими лапами — неправильная схема, $q = 2$

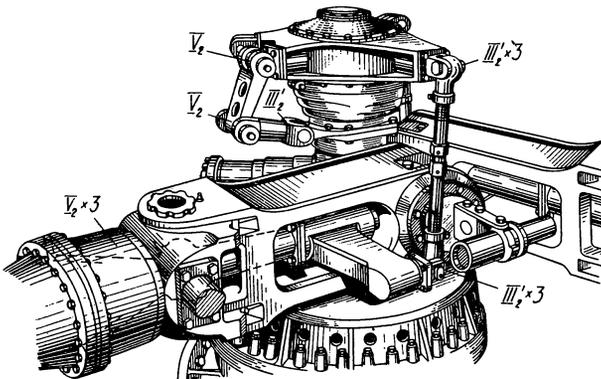


Рис. 3.16. Автомат-перекос с тягами и шлиц-шарниром

Встречается конструкция автомат-перекоса типа «паук», у которого все три лапы жесткие (рис. 3.15). Здесь подшипник III_2' и направляющая стакана V_3 не показаны. По формуле (1.1) найдем $q = 3 - 6 \cdot 8 + 5 \cdot 7 + 3 \cdot 4 = 2$, т. е. работа механизма сопровождается натягами и деформациями звеньев.

Целесообразно сделать паук плавающим на трех поводках, соединяющих его с лопастями, и трех поводках управления (шестиповодковая группа), устранив шаровой подшипник III_2' и направляющий стакан. Это проверено на моделях. Получилось значительное упрощение механизма — вместо 13 звеньев 7.

Встречается конструкция, у которой паук соединяется с лопастью не рычагом III_2' , V_2 (рис. 3.14), а тягой $III_2'III_2'$ (рис. 3.16), где подшипник III_2' и направляющая V_3 стакана не показаны. Здесь тяги $III_2'III_2'$ не могут передавать вращение пауку от втулки, как это делает жесткая лапа (рис. 3.14). Поэтому применен механизм, называемый шлиц-шарниром. Он состоит из двух рычагов, соединенных парами V_2 , V_2 и III_2' (расположение пары III_2' безразлично, она может быть и между рычагами, и чем дальше от оси вала, тем лучше).

Тяги $III_2'III_2'$ имеют местную подвижность — вращение вокруг своей оси. Поэтому общая подвижность будет равна 6.

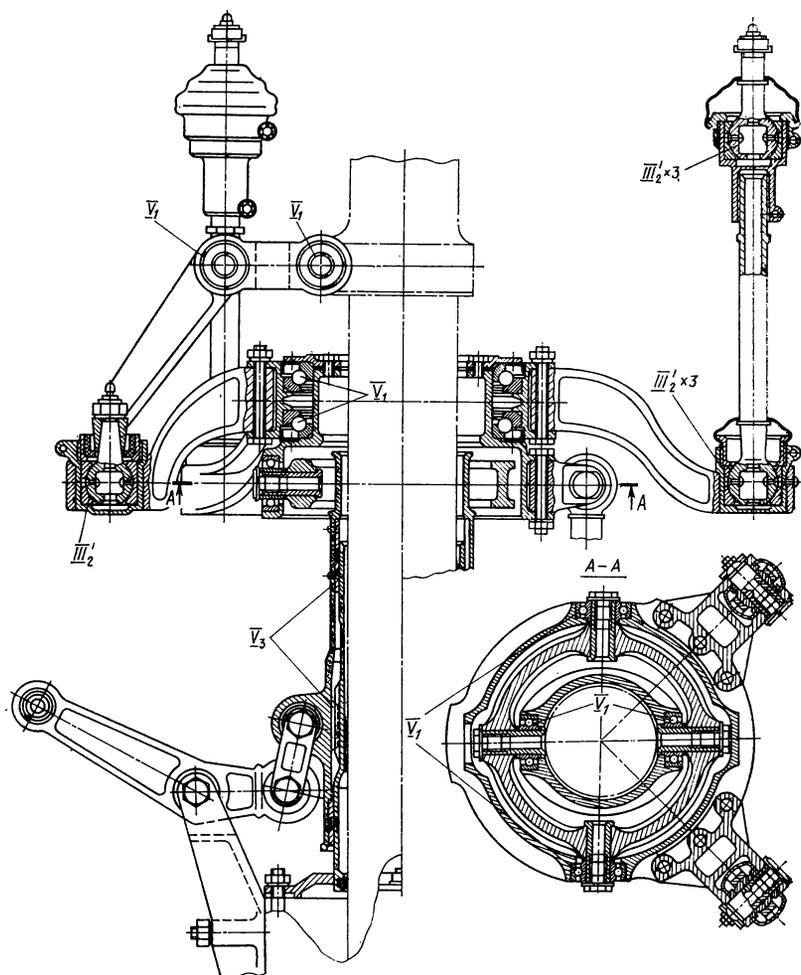


Рис. 3.17. Автомат-перекос кольцевого типа на кардане

По формуле (1.1) найдем $q = 6 - 6 \cdot 10 + 5 \cdot 6 + 3 \cdot 8 = 0$.

В этом механизме нет таких больших усилий, как в механизме, показанном на рис. 3.14. Поэтому он более долговечен и имеет меньшие потери на трение.

Автомат-перекос, расположенный под несущим винтом (рис. 3.17 и 3.18), состоит из двух колец — верхнего и нижнего, соединенных между собой шарикоподшипниками V_1 . Верхнее кольцо соединяется с лопастями тягами $III_2 III_2$ так же, как на рис. 3.16. Конструкция с рычагами здесь не встречается. Верхнее кольцо с помощью шлиц-шарнира V_1 , III_2 , V_1 соединяется с валом винта и получает от него вращение. Для управления общим шагом кольцо имеет осевую подвижность. Для управления продольным и поперечным циклическим шагом нижнее кольцо должно поворачиваться вокруг двух горизонтальных взаимно перпендикулярных осей. Эти повороты производятся двумя вертикальными тягами, присоеди-

Рис. 3.18. Автомат-перекос кольцевого типа на шаровом шарнире

ненными к кольцу в точках, расположенных под углом 90° в плане (см. разрез AA на рис. 3.17). Следовательно, нижнее кольцо должно иметь две угловые подвижности. На рис. 3.17 две подвижности нижнего кольца достигаются подвешиванием его на карданном шарнире. На рис. 3.18 две подвижности достигаются подвешиванием нижнего кольца на сферической опоре III_2 , которая дает три угловые подвижности, но его вращение вокруг вертикальной оси устраняется присоединением кольца к стойке с помощью шлиц-шарнира V, V, III' .

У механизма на рис. 3.17 есть подвижности: управление — три, вращение трех тяг вокруг своих осей — три, т. е. всего $w = 6$. По формуле (1.1) найдем $q = 6 - 6 \cdot 12 + 5 \cdot 9 + 3 \cdot 7 = 0$.

В механизме на рис. 3.18 есть подвижности: управление — три, местные подвижности — вращение трех тяг и шарового сухаря вокруг своей оси — четыре, т. е. всего $w = 7$. По формуле (1.1) $q = 7 - 6 \cdot 13 + 5 \cdot 8 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 9 = 0$, т. е. обе последние схемы вполне качественные.

Необходимо отметить, что в шаровом шарнире трение скольжения очень велико, его приходится преодолевать летчику при управлении, что утяжеляет работу. Этого недостатка нет в автомате-перекосе на кардане.

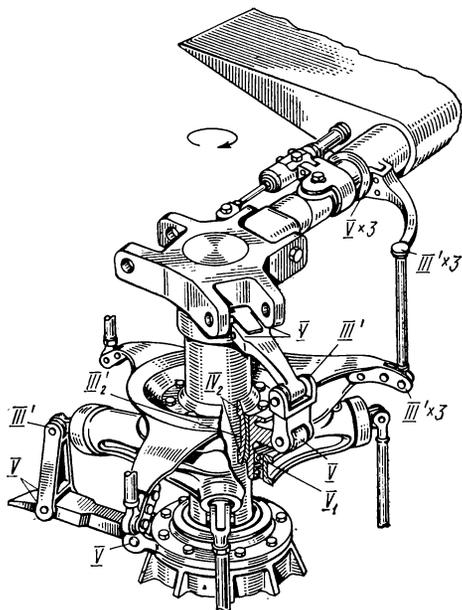
Хвостовые винты имеют управление только общим шагом. Конструкция их проще, чем несущих, и поэтому здесь не рассматривается.

3.4. МЕХАНИЗМЫ ГИРАЦИОННЫХ ДРОБИЛОК

Гирационная дробилка состоит из двух конусов, между которыми происходит дробление продукта. Неподвижный конус имеет внутреннюю рабочую поверхность, облицованную плитами из износостойкой стали. Подвижный конус расположен внутри неподвижного и имеет наружную рабочую поверхность, также облицованную плитами. Ось подвижного конуса при движении описывает коническую поверхность (с вершиной на оси дробилки) или цилиндрическую. Подвижный конус вокруг своей оси вращается свободно, т. е. имеет местную подвижность.

В дробилках для первичного дробления встречается статически неопределимый механизм (рис. 3.19). Вал подвижного конуса опирается верхним концом на шаровую опору III_2 , которая, кроме того, воспринимает его вес. Нижним концом вал входит в косое сверление стакана, образуя с ним цилиндрическую пару IV_2 .

Стакан, соединенный со стойкой вращательной парой V_2 , получает вращение от привода (обычно из конических колес). Стакан движет подвижный конус, ось которого перемещается по конической поверхности.



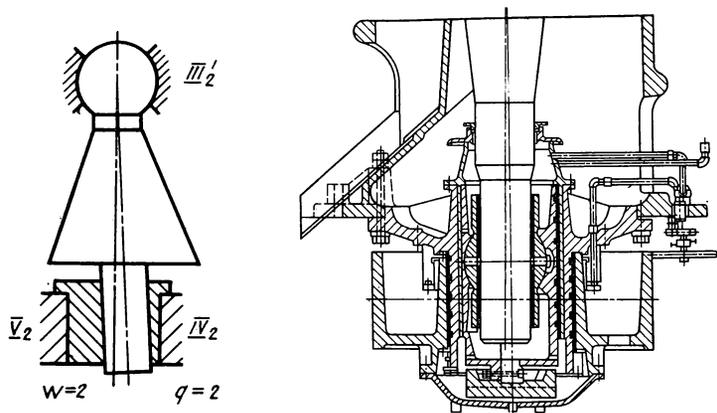


Рис. 3.19. Гиращионная дробилка с двумя избыточными связями (неправильная схема)

Рис. 3.20. Дробилка Кеннеди (нижняя опора с добавочным шаровым шарниром для устранения избыточных связей).

В таком механизме $n = 2$, $w = 2$ (основная подвижность и вращение конуса вокруг своей оси).

Поэтому по формуле (1.1) получим $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 + 4 + 3 = 2$.

Две избыточные связи требуют, чтобы ось косо́го сверления стакана всегда проходила через центр шаровой пары. Для этого необходимо точно выдержать многие размеры. Кроме того, от огромных усилий, действующих в дробилке во время работы, ее звенья деформируются, что также нарушает равномерность нагрузки в кинематических парах и ускоряет их износ. Устранить этот недостаток можно, если между валом подвижного конуса и стаканом кроме цилиндрической пары IV_2 поставить еще шаровую пару III'_2 (рис. 3.20). На этом рисунке показаны только нижняя опора и приводной шкив. Верхний подшипник выполняют сферическим. Здесь, правда, прибавляется одна местная безвредная подвижность — вращение шарового вкладыша вокруг оси подвижного конуса, поэтому $n = 3$, $w = 3$ и $q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 + 4 + 3 \cdot 2 = 0$.

Механизм этот применим для малых дробилок. У больших трудно разместить шаровое соединение внутри стакана.

Очень простой механизм (без избыточных связей) получается, если ось подвижного конуса перемещать по цилиндрической (а не конической) поверхности (рис. 3.21). Стакан выполняют эксцентричным, и он вращается вокруг неподвижной оси на вращательной паре V_2 . На стакане свободно (на вращательной паре V_2) вращается подвижный конус. При этом $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 = 0$.

Этот же механизм может обеспечить движение оси подвижного конуса не только по цилиндрической поверхности, но также и по конической. Надо только сделать косую расточку стакана и соответственно обработать торцы. Только угол конуса получится небольшой.

В этом механизме поверхности вращательных пар очень большие, что при огромных силах очень важно, так как уменьшается износ.

Простой механизм, пригодный для всех случаев, можно получить, если в механизме на рис. 3.19 цилиндрический стакан заменить шаровым III'_2 (рис. 3.22, а). Здесь $n = 2$, $w = 2$ и $q = 2 - 6 \cdot 2 + 4 + 3 \cdot 2 = 0$.

Рис. 3.21. Дробилка Телсмит для первичного дробления (простая конструкция, без избыточных связей, с большими размерами вращательных пар)

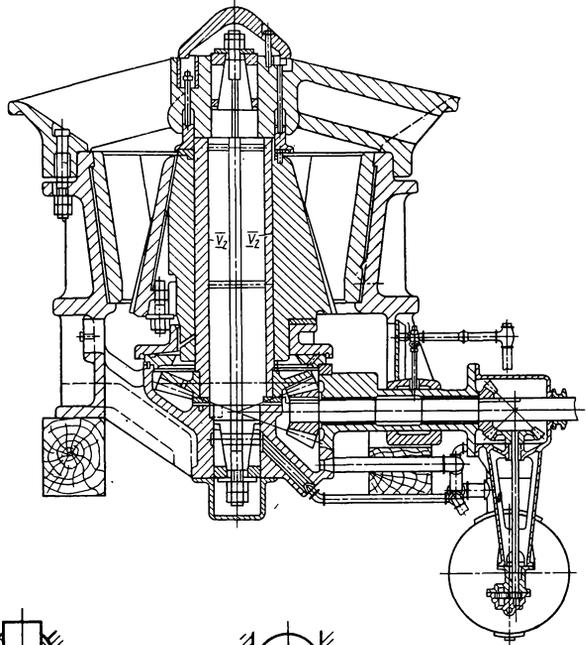
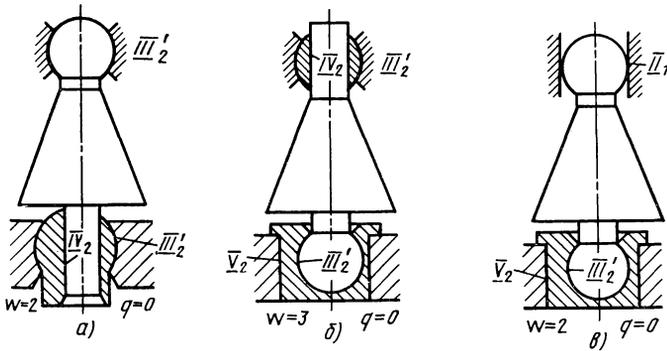


Рис. 3.22. Рациональные схемы гириционных дробилок



Шаровой стакан имеет только одно вращательное движение, так как две остальные вращательные подвижности устранены соединением с валом подвижного конуса. Поэтому на шаровой стакан так же, как и на цилиндрический, можно посадить приводное зубчатое колесо.

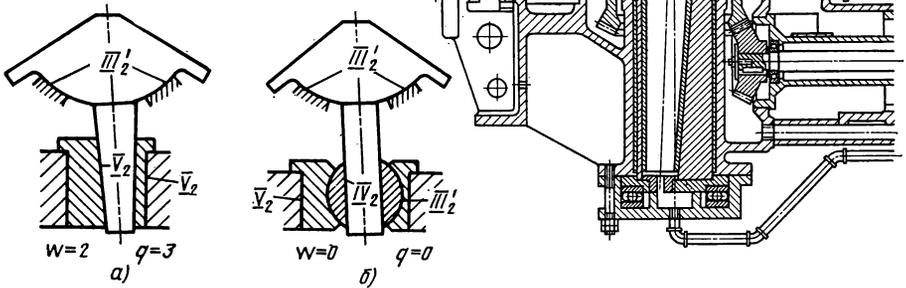
Рассмотренная выше схема (см. рис. 3.20) обладает тем недостатком, что стакан получается большого диаметра из-за того, что в нем помещаются цилиндрическая IV_2 и шаровая III'_2 пары. Диаметр стакана можно уменьшить, если цилиндрическую пару перенести в верхнюю шаровую опору III'_2 (рис. 3.22, б). Вес конуса тогда передается на нижний стакан, что может облегчить верхнюю часть дробилки.

Подвижность на рис. 3.22, б $w=3$ (основная и два вращения звеньев), $n=3$ и $q=3-6 \cdot 3+5+4+3 \cdot 2=0$.

Конструкция получается проще, если верхнюю опору выполнить на сферическом подшипнике качения (рис. 3.22, в), который можно осуществить на под-

Рис. 3.23. Схемы дробилок для вторичного дробления:
 а — неправильная с тремя избыточными связями; б — без избыточных связей

Рис. 3.24. Дробилка фирмы Телсмит для вторичного дробления (рациональная схема без избыточных связей)



вижной посадке наружного кольца, т. е. он станет парой II_1 . Тогда отпадает необходимость в цилиндрической паре.

В этом механизме $n = 2$, $w = 2$ и $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 + 3 + 2 = 0$.

При большом угле подвижного конуса, как это всегда делается в дробилках для вторичного дробления, в обычной конструкции (рис. 3.23, а) шаровую пару III'_2 располагают под ним, а подвижный конус соединяют со стаканом коническим шипом (для прочности), т. е. вращательной парой V_2 , а не цилиндрической. Стакан соединяют со стойкой вращательной парой V_2 , и он также получает вращение от привода, как и стакан на рис. 3.19. В механизме на рис. 3.23, а $n = 2$ и $w = 2$, т. е. $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 3 = 3$.

Эти избыточные связи требуют, чтобы ось конической расточки в стакане всегда проходила через центр шаровой пары (две связи). Кроме того, необходимо выдержать правильное расстояние между стаканом и шаровой парой (третья избыточная связь). Можно устранить избыточные связи, если конец подвижного конуса соединить со стаканом цилиндрической парой IV'_2 и шаровой III'_2 (рис. 3.23, б). Здесь одна общая и две местные подвижности, $n = 3$, $w = 3$ и $q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 + 4 + 3 \cdot 2 = 0$.

Встречается очень простая конструкция, которую можно получить, если в механизме на рис. 3.23, а отказаться от шаровой пяты, а нагрузку передать на стакан (рис. 3.24). При этом стакан ставят на подшипники качения. Диаметр его получается большой, но это не страшно, так как благодаря большому углу подвижного конуса на его вал действуют главным образом осевые усилия. Здесь всего две вращательные пары и $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 = 0$.

3.5. ШАРНИРНЫЕ КАРДАНЫ

Одним из этих механизмов является шарнир Кардана (Гука), показанный на рис. 3.25. В этом механизме все кинематические пары, кроме одной, выполняют вращательными V_2 — цилиндрическими с закраинами. Соединение между вилкой

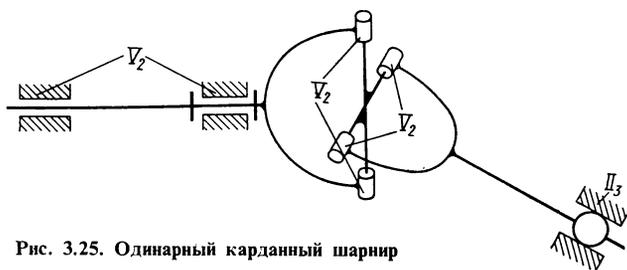


Рис. 3.25. Одинарный карданный шарнир

и крестом следует рассматривать как одну кинематическую пару, несмотря на то, что это соединение состоит из двух частей, так как их изготавливают с одной установки на станке. Следовательно, совпадение их осей выполняют с большой точностью.

Последняя пара II_3 кольцевая, ее обычно выполняют из сферического подшипника качения с наружным кольцом на подвижной посадке. В таком механизме $w = 1$, $n = 3$, $p_V = 3$, $p_{II} = 1$ и $q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 3 + 2 = 0$, т. е. нет избыточных связей.

В карданном шарнире для небольших нагрузок на подшипниках скольжения кинематическую пару II_3 можно выполнить как цилиндрическую без закраин с зазорами при условии достаточного удаления ее от центра шарнира (5–10 радиусов вилки) и небольшой длины вкладыша (не больше диаметра вала).

Зазоры в кинематических парах увеличивают угловые подвижности и не влияют на линейные. Поэтому зазоры, сделанные в цилиндрической паре IV_2 , обращают ее в пару II_4 .

Если вместо пары II_3 поставить сферическую пару III_2 , то получится механизм с одной избыточной связью, в котором расстояния между центром сферы и центром креста на стойке и ведомом валу следует выполнять точно одинаковыми. Если вместо пары II_3 поставить цилиндрическую пару IV_2 (без закраин), то получится механизм с двумя избыточными связями. Потребуется точное совпадение осей этих цилиндров на стойке и выходном валу (два размера).

Если вместо пары II_3 поставить вращательную пару V_2 , то получится механизм с тремя избыточными связями. Потребуется совпадение трех размеров на стойке и на выходном валу: совпадение осей цилиндров и равенство расстояний от пары до центра креста. Требование точного выполнения этих размеров удорожает изготовление механизма и снижает его надежность в эксплуатации, так как при изменении размеров (например, от нагрева или просадки фундамента) механизм нагружается добавочными силами, которые увеличивают трение и могут привести к поломке звеньев. Поэтому карданы с избыточными связями никогда применять не следует.

В практике возможен случай, когда и на ведущем и на ведомом валу необходимы вращательные пары V_2 , т. е. ни на одном валу нельзя ставить пару II_3 (недопустимы колебания вала). В этом случае можно применять или двойной кардан, или кардан с кубиком (рис. 3.26, а). Этот механизм при наличии зазора в осевом направлении между кубиком и вилкой допускает угол между направлениями валов. Того же можно достичь скосами углов кубика. Допустимый угол зависит от зазора или величины скоса углов кубика. В этом механизме подвижность $w = 2$, так как кроме основной подвижности (вращения) имеется осевая подвижность кубика в пределах зазоров и избыточные связи отсутствуют, т. е. по формуле (1.1) $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 0$.

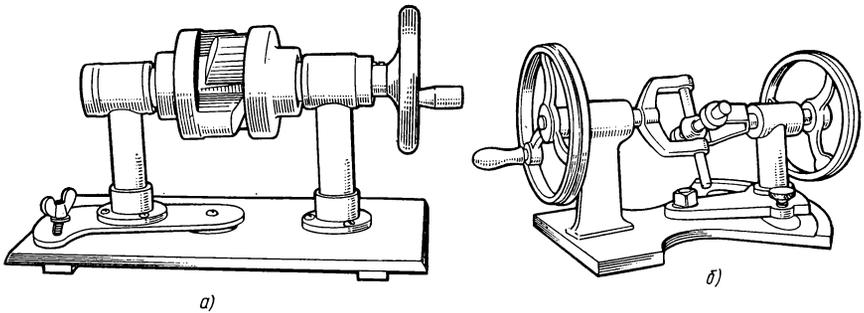


Рис. 3.26. Карданы (модели кабинета механизмов МВТУ): а — с кубиком; б — с парами IV_2

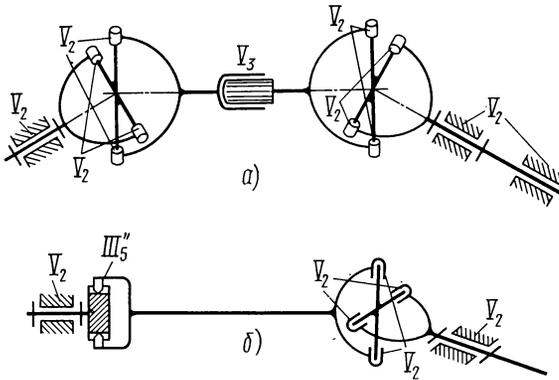


Рис. 3.27. Карданы а — двойной; б — двойной с одним универсальным зубчатый карданом

Этот механизм в качестве карданного шарнира до сих пор не применяли и считали возможным использовать его только при параллельных осях, т. е. в качестве муфты Ольдгема. Даже в классическом исполнении муфта Ольдгема при наличии зазора в осевом направлении может служить карданным шарниром. Дело в том, что плоскостная пара III_2' , примененная между крестом и вилкой, допускает относительное вращение, т. е. может заменить вращательную пару.

Кардан с кубиком в кинематическом отношении равноценен обычному одинарному кардану, т. е. дает непостоянное передаточное отношение с коэффициентом неравномерности, приближенно равным квадрату угла (в радианах) между осями.

Механизм с одной парой V_2 и тремя парами IV_2 (рис. 3.26, б) не имеет избыточных связей, т. е. $q = w - 6n + 5p_V + 4p_{IV} = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 1 + 4 \cdot 3 = 0$.

Однако он не может служить карданным шарниром, так как при наличии сдвига осей и угла между ними вал с парой IV_2 совершает колебательное движение вдоль оси с удвоенной частотой. Амплитуду можно регулировать сдвигом осей или изменением угла между ними. Поэтому механизм можно применять для преобразования вращательного движения в поступательное, когда требуется регулирование амплитуды, правда, последняя получается очень небольшой.

На практике применяют двойные карданы. Если механизм составляют из двух шарниров Кардана (рис. 3.27, а), то необходимо на одном из валов (ведущем, ведомом или промежуточном) поставить свободное шлицевое соединение (поступательную пару III_5). Промежуточный валик не должен иметь подшипников. При выполнении этих условий избыточные связи отсутствуют, т. е. $q = w - 6n + 5p_V + 4p_{IV} = 1 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 7 = 0$ и механизм будет надежно работать. При отсутствии

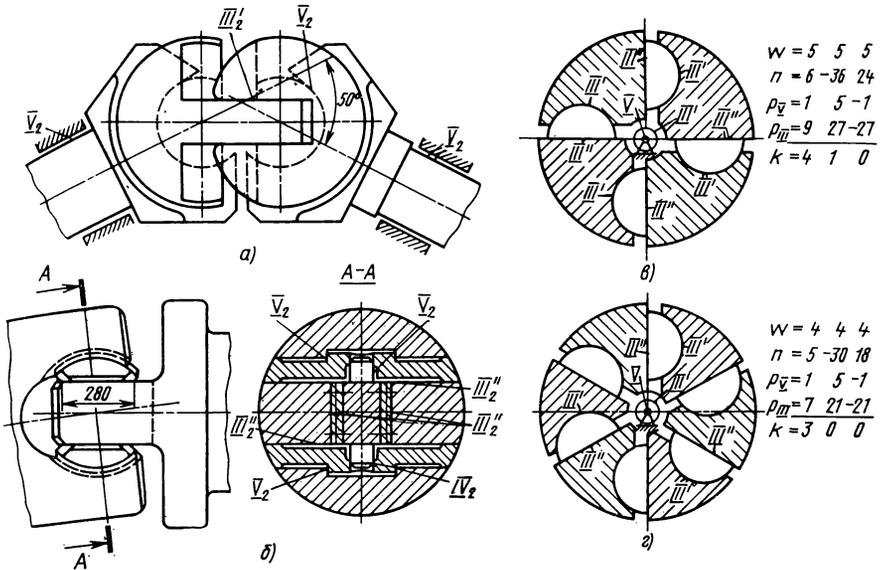


Рис. 3.28. Карданы с плоскостными парами III'

а - двойной Тракта; б - прокатный; в - применяемы пилигримовых станях; - рекомендуемый без избыточных связей

шлицевого соединения остается одна избыточная связь, что в таких механизмах ведет к поломкам.

Избежать шлицевого соединения можно, если один или оба кардана взять универсальными, т. е. допускающими осевую подвижность (рис. 3.27, б). В этом случае один из карданов выполнен зубчатым. При этом $q = 1 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 1 = 0$, т. е. избыточные связи также отсутствуют.

Следует предостеречь от применения подшипников на промежуточном валу двойного карданного механизма, так как они сильно увеличивают число избыточных связей.

Интересно решена проблема устранения избыточных связей в механизме Тракта (рис. 3.28, а). По своей кинематике этот механизм представляет собой двойной шарнир Кардана, но вместо шести подвижных звеньев в нем четыре. Кресты в нем соединены не через два промежуточных звена и вращательную, поступательную и вращательную пары, а непосредственно через плоскостную пару III', т. е. сохранены три относительные подвижности. Плоскостная пара выполнена в виде глубокого паза на одном звене, в который входит пластина конца другого звена. Она обеспечивает звеньям (крестам) такое же относительное движение, как и в обычном двойном кардане. Для сборки вращательных пар V₂ поверхность их цапф спилена. Для сборки цапфы повертывают на 90°. Избыточные связи в механизме отсутствуют, т. е. $q = w - 6n + 5p_V + 3p_{III} = 1 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 1 = 0$.

Механизм Тракта очень интересен по своей идее. Однако его трудно выполнить на подшипниках качения. Для обработки его звеньев нужны специальные приспособления, без которых звенья трудно закрепить на станке, поэтому он не пригоден для индивидуального изготовления. Кроме того, в нем трудно получить большой угол между осями.

Кардан, применяемый в прокатных станах (рис. 3.28, б), тоже является универсальным. Вращающий момент в нем передается через два вкладыша в виде цилиндрических сегментов с закраинами. Другая сторона вкладыша составляет с ведомой вилкой плоскостную пару III_2 . Чтобы ведомая вилка не выскользнула в радиальном направлении, поставлен кулисный камень в виде параллелепипеда, соединенного с вкладышами вращательными парами. Так как вдоль оси его может фиксировать только одна из этих пар, которая является парой V_2 , то вторую следует считать парой IV_2 . Опорные подшипники (если рассматривать одинарный кардан) должны быть парами V_2 и III_2 (на рис. 3.28, б не показаны). Число избыточных связей определим по формуле $q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 4 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 4 = 7$.

Кулисный камень должен иметь вращательное движение относительно вкладышей, т. е. между ними должно быть пять условий связи, а имеется $5 + 4 = 9$. Четыре из них избыточные, они могут вызвать неравномерную нагрузку двух шипов в двух плоскостях. Поэтому необходимо обеспечить совпадение осей отверстий во вкладышах и совпадение осей шипов кулисного камня. Последнее условие легко выполнить, обточив оси в центрах. Три другие избыточные связи могут вызвать неравномерную нагрузку плоскостных пар III_2 между вкладышами и вилкой и между кулисным камнем и вилкой. Поэтому технология изготовления механизма должна быть хорошо продумана и обеспечивать надлежащую параллельность и перпендикулярность плоскостей. Толщина вилки должна соответствовать расстоянию между вкладышами.

Большое число избыточных связей — существенный недостаток прокатного кардана. Свободен от этого недостатка кардан, применяемый в пилигримовых станах (рис. 3.28, в, поперечный разрез). Вилки ведущего и ведомого валов, показанные левой и правой штриховкой, входят друг в друга. Момент передают четыре шаровых сегмента — два для прямого вращения и два для обратного. При прямом вращении сегменты для обратного вращения центрируют вилки. Поэтому они должны быть прижаты, что и вызывает одну избыточную связь (см. подсчет на рис. 3.28, в), которая, однако, не нарушает самоустанавливаемости и равномерного распределения нагрузки между трущимися поверхностями, поэтому вред от нее минимален. Устранить эту связь можно, если применить кардан с шестью сегментами (рис. 3.28, г) — тремя для прямого и тремя для обратного вращения. При прямом ходе три сегмента будут хорошо центрировать кардан и сегменты обратного хода могут не касаться и не создавать избыточной связи (см. подсчет на рис. 3.28, г).

В прокатных станах обычно применяют двойные карданы. Следует помнить, что промежуточный вал имеет продольную подвижность в пределах зазоров. Поэтому при расчетах следует брать $w = 2$.

Шарнирные карданы до сих пор выполняли на вращательных парах V_2 (кроме одной опоры). Если применить сферические шарниры III_2 , то можно получить новые конструкции карданных механизмов (рис. 3.29). Универсальный шарнир, т. е. шарнир, передающий между валами момент вокруг оси вала и усилия по осям, перпендикулярным к оси вала, состоит из двух тройных вилок, соединенных тремя тягами. На рис. 3.29 показан двойной трехповодковый кардан конструкции ЦНИИ МПС на резиновых блоках, которые следует рассматривать как пары III' . В ней пальцы соединены с вилками, а втулки — с поводками. В. Н. Ермак соединил втулки с вилками (фланцами), а пальцы с поводками (рис. 3.30). Поводки получились из двух пластин, что не опасно вследствие эластичности резиновых блоков. Уменьшились моменты, изгибающие пальцы, и устранились моменты в заделке этих пальцев. Фланцы приблизились друг к другу, поэтому сократилась осевая длина кардана, что в локомотивах очень важно.

Механизм особенно выгоден для железнодорожного транспорта при выполнении шарниров на сайлент-блоках (на резине). При небольших углах между осями

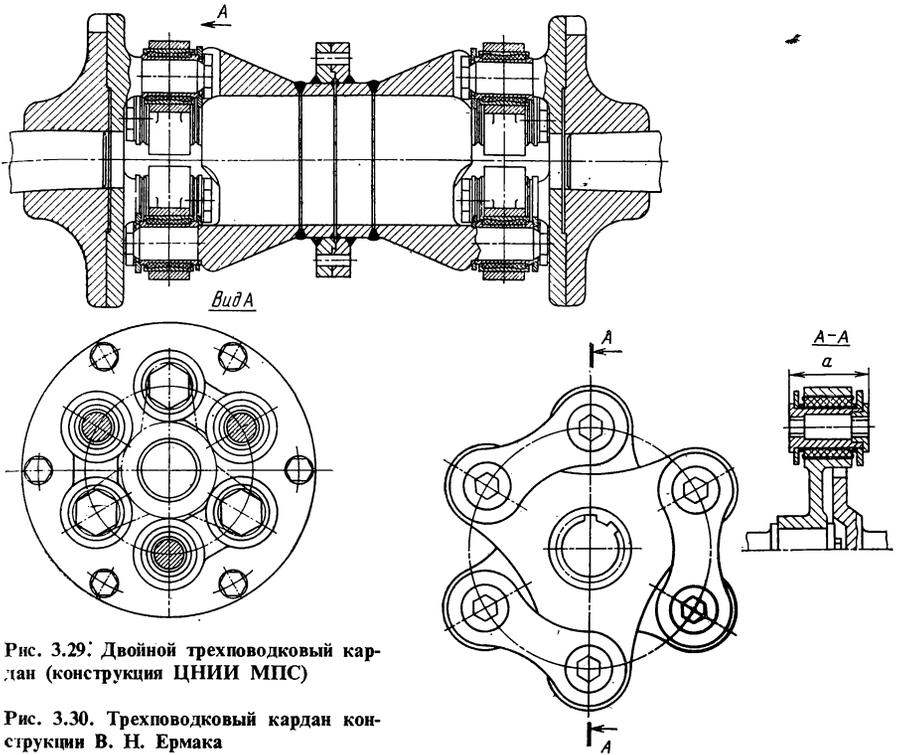


Рис. 3.29. Двойной трехповодковый кардан (конструкция ЦНИИ МПС)

Рис. 3.30. Трехповодковый кардан конструкции В. Н. Ермака

можно выполнять их также на сферических подшипниках качения. На рис. 3.29 показан двойной трехповодковый шарнир. Опоры ведущего и ведомого вала — пары V_2 — не показаны. Соединительные тяги имеют местные подвижности — вращение вокруг своей оси, что дает шесть подвижностей. Кроме того, имеется осевая подвижность промежуточного вала в пределах зазоров и основная подвижность — вращение механизма. Поэтому $w = 8$. По формуле (1.1) $q = 8 - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 12 = 0$, т. е. избыточные связи отсутствуют. Нагрузка на шарниры в полтора раза меньше, чем у обычного карданного шарнира.

Кинематика трехповодкового кардана исследована М. А. Фахриевым [46]. Он установил, что центр ведомой вилки описывает окружность радиуса

$$\rho = \frac{1}{4} R \gamma^2,$$

где R — радиус вилки; γ — угол между осями. Эту окружность центр вилки описывает 3 раза за один оборот кардана. Поэтому трехповодковый кардан неуравновешен. Он пригоден для электровозов, где угол между осями γ очень мал, и не годится для автомобилей, у которых угол гораздо больше.

Угол поворота ведомого вала

$$\varphi = \alpha - \frac{\pi}{3} + \frac{1}{4\sqrt{3}} \gamma^2,$$

где α — угол поворота ведущего вала.

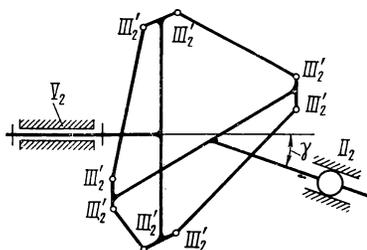


Рис. 3.31. Четырехповодковый карданный шарнир

Третий член в формуле показывает, что ведомый вал получает добавочный угол поворота, пропорциональный квадрату угла между осями γ .

При $\gamma = \text{const.}$, как обычно и бывает, передаточное число постоянно.

Обыкновенный кардан передает между валами четыре условия связи: момент и силы по трем осям координат. Поэтому требуются четыре соединительные тяги. Тяги

и вилки должны быть расположены в разных плоскостях, иначе получится статическая неопределенность и лишняя подвижность вдоль оси вала (рис. 3.31).

При правильном расположении $w = 1 + 4 = 5$ (четыре местные подвижности тяг) избыточные связи отсутствуют, т. е. $q = 5 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 8 + 2 \cdot 1 = 0$.

В четырехповодковом кардане нагрузка на шарниры почти в 2 раза меньше, чем у обычного карданного шарнира.

3.6. КАРДАНЫ С ВЫСШИМИ ПАРАМИ

В последнее время получили распространение соединения валов, в которых усилия передаются через шарики. В таких механизмах легко достичь постоянства передаточного отношения. Однако конструкции таких механизмов отличаются большим числом избыточных связей.

В механизме Вейса (рис. 3.32, а) усилия от ведущей вилки к ведомой передаются не через крест, а через два шарика, которые катятся по круговым желобам, выполненным на вилках. Два других шарика служат для передачи момента в обратном направлении, а при прямом направлении момента они не работают, и поэтому учитывать их не будем. Средний шарик служит для центрирования вилок. Вследствие симметричности механизма относительно ведущей и ведомой вилок их угловые скорости одинаковы, поэтому передаточное число постоянно и равно единице. Число подвижных звеньев (две вилки и три шарика) $n = 5$. При определении подвижности следует помнить, что каждый шарик вследствие возможного проскальзывания имеет местные (пассивные) подвижности — вращение вокруг трех осей координат, поэтому $w = 1 + 3 \cdot 3 = 10$.

Соединение шариков по желобу является кинематической парой II_3 — кольцевой. Центральный шарик с вилками составляет сферические пары III_2 . По (1.1) найдем $q = 10 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 4 = 4$.

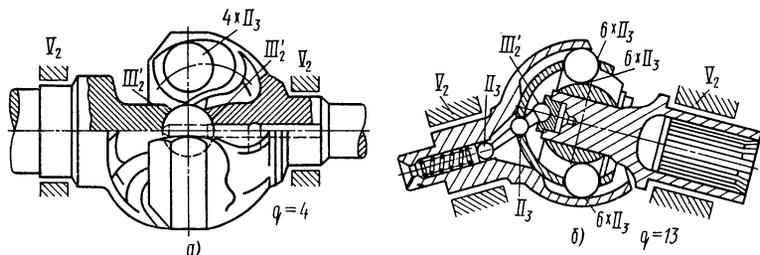


Рис. 3.32. Шарниры постоянного передаточ
а — Вейса; б — Рцеппа

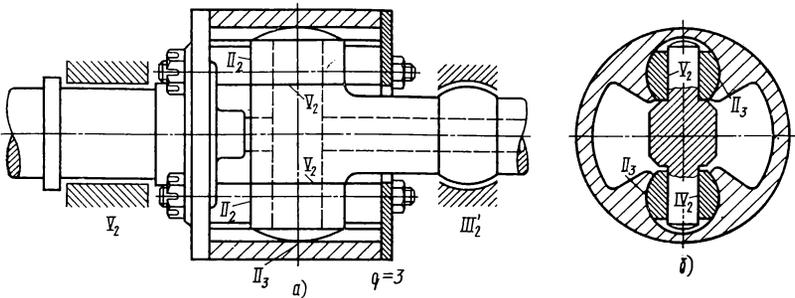


Рис. 3.33. Универсальные колокольные карданы:
 а — с тремя избыточными связями; б — без избыточных связей

Механизм можно усовершенствовать, если двойные вилки заменить тройными и передавать момент через три шарика. Тогда нагрузка на шарик уменьшится в полтора раза: средний шарик не нужен, так как три шарика сами центрируют вилки.

Одну из кинематических пар V_2 надо заменить парой III'_2 (сферической). В этом механизме $w = 1 + 3 \cdot 3 = 10$ и $n = 5$; $q = 10 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 6 = 0$.

Такой механизм разработан В. В. Смирновым (МВТУ).

Механизм Рцепла (рис. 3.32, б) состоит из звеньев сферической формы с желобами для шариков в осевой плоскости (меридиональными). Одно из звеньев имеет внешнюю сферическую поверхность, а другое — внутреннюю. В желобах заложены шарики (обычно 6 шт.), которые при помощи сепаратора и делительного механизма удерживаются в плоскости, делящей угол между осями пополам. Подвижность механизма складывается из основной подвижности, местной подвижности шести шариков и местной подвижности (вращения) рычага делительного механизма. Поэтому $w = 1 + 6 \cdot 3 + 1 = 20$.

Каждый шарик соединен с сепаратором и головками ведущего и ведомого валов тремя кольцевыми парами II_3 . Две такие же пары имеются между делительным рычагом и головкой и рычагом и сепаратором. Опорные подшипники считаем парой V_2 . Найдем число избыточных связей: $q = 20 - 6 \cdot 10 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 1 + 2 \times 20 = 13$.

При таком огромном числе избыточных связей механизм может работать только при очень точном изготовлении.

Колокольный кардан (рис. 3.33, а) является универсальным, т. е. допускает осевое перемещение осей. Поэтому он не требует осевой подвижности в подшипниках. Последние выполняются: один как вращательная пара V_2 , другой как сферическая пара III'_2 . Каждый ролик работает по двум поверхностям — плоскости и цилиндру и сам состоит из цилиндрической и сферической рабочих поверхностей. Поэтому эти участки необходимо рассматривать как отдельные пары II_2 и II_3 . В радиальном направлении может прижиматься только один ролик, а в окружном — оба, поэтому $p_{II} = 3$.

Подвижность механизма (основная и проскальзывание двух роликов) $w = 3$. По формуле (1.1) найдем $q = 3 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 3 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 3 = 3$.

Избыточные связи могут вызвать неравномерное распределение нагрузки по образующей ролика и сферической поверхности. Поэтому необходимо точное изготовление механизма. Устранить эти связи трудно. Можно ролики выполнить сферическими (рис. 3.33, б), а рабочие поверхности колокола — в виде двух параллельных цилиндров. Тогда число кинематических пар типа II_3 (кольцевых) $p_{II} = 2$.

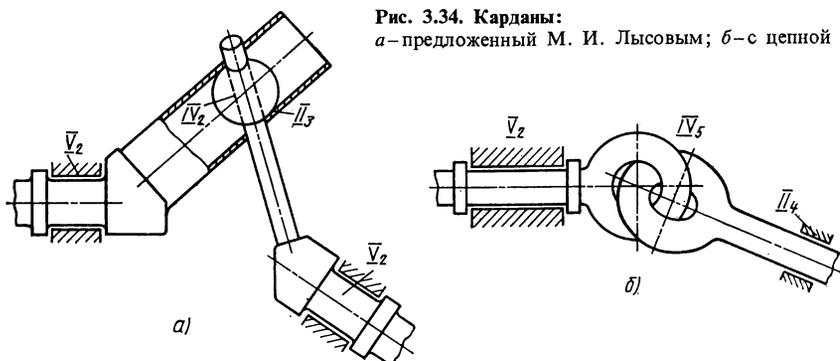


Рис. 3.34. Карданы:

а—предложенный М. И. Лысовым; б—с цепной парой

Кинематическую пару между одним роликом и водилом следует считать парой V_2 , а между другим роликом и водилом парой IV_2 , так как водило в радиальном направлении может прижиматься только к одному ролику. Как и у всякого универсального кардана, его опорными подшипниками выбирают: один V_2 , а другой — III_2' . Избыточные связи $q = 3 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 0$, т. е. отсутствуют. К сожалению, в этом механизме при наличии угла между осями водило не будет точно центрироваться, поэтому механизм является неуравновешенным.

Не имеет избыточных связей и механизм, разработанный М. И. Лысовым. В нем ролик выполнен сферическим, а соответствующий ему желоб цилиндрическим. Механизм передает только силу (одно условие связи), поэтому опоры обоих валов выполнены на вращательных парах V_2 (рис. 3.34, а). Подвижность $w = 2$ (основная и проскальзывание ролика). Избыточные связи $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 4 \times 1 + 2 \cdot 1 = 0$. Подшипники этого механизма нагружены окружным усилием.

Для устранения избыточных связей (случай небольшого угла между осями) очень удобен зубчатый кардан. Шлицевое соединение при малой длине за счет больших зазоров получает дополнительные угловые подвижности, т. е. становится соединением не V_3 , а III_3' , что требуется для универсального кардана. В зубчатых карданах для удобства изготовления применяют эвольвентное зацепление. Внутренний венец выполняют зубодолблением. На внешнем венце делают бочкообразный зуб. Правда, в зубчатой муфте нагрузка распределяется между многими зубьями, т. е. получается статически неопределимое распределение сил с многими избыточными связями. Однако они являются избыточными связями в кинематической паре, которую можно выполнить очень точно (например, одинаковый шаг зубьев), поэтому эти избыточные связи не вредны и их подсчитывать не требуется. Вредными являются избыточные связи в механизме, где на распределение нагрузок влияют размеры многих звеньев и может иметь место суммирование ошибок изготовления. Поэтому в расчетах следует рассматривать зубчатое соединение как кинематическую пару III_3' . При определении подвижности двойного зубчатого кардана надо учитывать продольный разбег муфты, поэтому $w = 2$. Избыточные связи в пределах механизма отсутствуют, т. е. $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 0$.

К сожалению, зубчатый кардан допускает только небольшой угол между осями, т. е. не больше $1^\circ 30'$.

Карданным шарниром может служить также и цепная пара IV_4 , которая дает необходимые четыре условия связи (рис. 3.34, б). Из-за плохого контакта и больших зазоров такой шарнир непригоден для механического привода; его можно применять только при ручном приводе (для открывания дверей, заслонок, жалюзи). Для тех же целей может служить пара IV_3 — шаровая со штифтом.

3.7. ГИБКИЕ КАРДАНЫ

В последнее время начали широко применять гибкие соединения валов, не требующие смазки, не боящиеся загрязнения, не подверженные износу. Такие соединения при правильной конструкции работают безотказно. На рис. 3.35, а показан двойной гибкий кардан Броун — Бовери, применяемый на электровозах [51]. Карданный вал проходит внутри полого вала электродвигателя. Этим объясняется необычное расположение опор. На электровозах применяют двойной кардан. Для простоты рассмотрим одинарный, считая подшипники валов парами V_2 и III_2 , как и делают у всякого универсального кардана. Он состоит из гибкого стального листа, к которому крепят вилки ведущего и ведомого валов. Лист накладывает три условия связи, т. е. является парой III_4'' , что требуется для универсального кардана. Избыточные связи $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 0$, что указывает на правильность конструкции.

Гибкий кардан Сешерон применен на электровозах ЧС-1. В нем вместо одного листа используют 12 пластин, каждую из которых можно рассматривать как гибкий лист (пара III_4''). Концы пластин следует считать жесткими звеньями. С вилками их соединяют при помощи трех цапф (пары V_2). Поэтому кардан Сешерон имеет большое число избыточных связей. Он требует очень точного изготовления и сборки. Это важно помнить работникам при ремонте и замене деталей этого механизма.

На электровозах карданы Сешерон так же, как и карданы Броун — Бовери, применяют двойными. Ставят их на быстроходном валу, причем карданный валик располагают внутри полого вала тягового электродвигателя. Гибкие карданы никакими кожухами не закрывают. Угол между осями небольшой, что способствует долговечности механизма, несмотря на его быстроходность и большие передаваемые моменты.

Применяют и резиновые гибкие соединения валов: в виде листа (рис. 3.35, б) или в форме автомобильной шины (рис. 3.35, в). Последняя конструкция соответствует двойному соединению первого типа. Подвижность в этом случае удобно определить исходя из того, что при последовательном соединении кинематических пар их подвижности складываются. Следует учесть, что подвижность в осевом направлении создают оба соединения, а получается одна общая осевая подвижность, т. е. $3 \cdot 2 - 1 = 5$ — три перемещения по трем осям координат и два вращения вокруг двух осей, перпендикулярных к оси вала. Накладываемое условие связи $1 = 6 - 5$ соответствует передаваемому моменту вокруг оси вала.

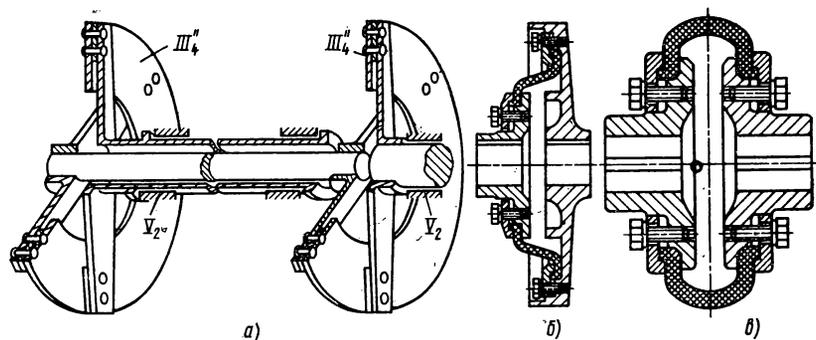


Рис. 3.35. Гибкие карданы:

а — двойной Броун-Бовери; б — одинарный резиновый; в — двойной типа «автомобильной шины»

Механизм, изображенный на рис. 3.35, в, выполняют на подшипниках, представляющих вращательные пары V_2 . Избыточные связи здесь отсутствуют, т. е. $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 1 \cdot 1 = 0$.

К сожалению, на поперечные линейные подвижности этот кардан дает очень большую жесткость. Это вывело при эксплуатации вагонов ЭР (аварии подшипников ведущего зубчатого колеса и неравномерность нагрузки по длине зуба). Поэтому рассчитывать на поперечные линейные подвижности в нем нецелесообразно, а следовательно, надо использовать кардан типа автомобильной шины только как ординарный, а не как двойной.

3.8. НЕОБЫЧНЫЙ ДВОЙНОЙ КАРДАНЫЙ ШАРНИР

Для карданных шарниров общепринятыми являются следующие положения:

в двойном кардане для получения постоянного передаточного отношения вилки обоих карданов на промежуточном валу должны располагаться в одной плоскости;

в каждом кардане угол между осями должен быть не более 45° и во всяком случае не может составлять 90°

На международной химической выставке в Москве в 1966 г. экспонировался смеситель швейцарской фирмы Вили А. Бахофен (ВАБ), механизм которого опровергает эти положения (рис. 3.36).

Угол между осями в нем составляет 180° , т. е. по 90° на каждый кардан. На промежуточном валу длиной l_n вилки обоих карданов стоят под углом 90° . Оформлен он в виде пространственной рамы, внутри которой располагается барабан (на рисунке не показан) со смешиваемым материалом. Сложное движение этого звена способствует хорошему перемешиванию. Крестовины обоих карданов выполнены со скрещенными осями — расстояние между осями A_0 . Шлицевое соединение на промежуточном валу отсутствует. Поэтому в механизме имеется одна избыточная связь. В этом можно убедиться, используя формулу (1.1): $q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 6 = 1$.

Устранить натяги, создаваемые этой связью, можно, если ведомый вал установить на подвижной (вращающейся) раме, что позволило бы механизму работать при переменном расстоянии между осями валов или, как предложил Овакимян, опору одного из валов сделать парой IV_2 .

Определим неравномерность вращения ведомого вала. Экстремальных значений угловые скорости ω_1 и ω_2 достигнут тогда, когда с плоскостью осей совпадет одна из вилок промежуточного вала. Одно из таких положений показано на рис. 3.36. Передаточное отношение определим с помощью полюса зацепления P , который найдется в точке пересечения оси шарнира вилки с линией центров OC ;

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} = \frac{OP}{CP} = \frac{x}{A_0 - x}.$$

После поворота на 90° , когда с плоскостью осей будет совпадать ось другой вилки промежуточного вала, запишем

$$\frac{\omega_2}{\omega_0} = \frac{A_0 - x}{x}.$$

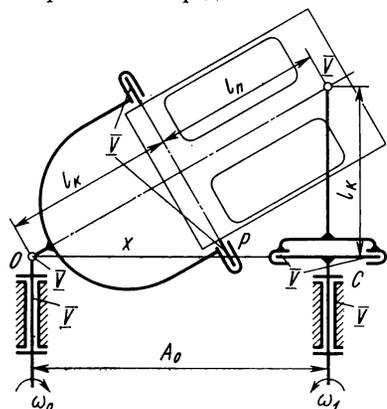


Рис. 3.36. Двойной карданный шарнир, применяемый в смесителях

Коэффициент неравномерности

$$\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_0} = \frac{\omega_1}{\omega_0} - \frac{\omega_2}{\omega_0},$$

или, после подстановки значений угловых скоростей,

$$\delta = \frac{x}{A_0 - x} - \frac{A_0 - x}{x} = \frac{1}{\frac{A_0}{x} - 1} - \left(\frac{A_0}{x} - 1 \right).$$

Из рис. 3.36 видно, что

$$A_0^2 = (l_k + l_n)^2 - l_k^2 = (2l_k + l_n)l_n.$$

Из подобия треугольников на рис. 3.36 следует

$$\frac{l_k}{x} = \frac{A_0}{l_k + l_n}.$$

Умножив пропорцию $\frac{l_k}{x}$ на $\frac{A_0}{l_k}$ и подставив в это произведение значение A_0^2 , получим

$$\frac{A_0}{x} = \frac{A_0^2}{l_k(l_k + l_n)} = \frac{l_n}{l_k} \frac{2l_k + l_n}{l_k + l_n} = \frac{l_n}{l_k} \frac{2 + \frac{l_n}{l_k}}{1 + \frac{l_n}{l_k}}.$$

Обозначим $\frac{l_n}{l_k} = y$. Тогда

$$\frac{A_0}{x} = \frac{y(2 + y)}{1 + y} = \frac{2y + y^2}{1 + y}$$

и

$$\frac{A_0}{x} - 1 = \frac{2y + y^2 - 1 - y}{1 + y} = y - \frac{1}{1 + y}.$$

Подставив это значение в формулу для δ , получим

$$\delta = \frac{1}{y - \frac{1}{1 + y}} - \left(y - \frac{1}{1 + y} \right),$$

$$\text{При } \delta = 0 \quad y = \frac{l_n}{l_k} = \sqrt{2} \approx 1,41.$$

При $y = 1$ $\delta = 1,5$.

Такой коэффициент неравномерности возможен, так как даже при $\omega_2 = 0$ $\delta = 2$, а если $\omega_2 < 0$, т. е. ведомый вал периодически получает вращение в обратную сторону, то $\delta > 2$.

Чтобы найти, как изменяется межцентровое расстояние, рассмотрим механизм в том положении, когда вилки ведущего и ведомого валов параллельны (рис. 3.37). На рисунке показана проекция на плоскость, перпендикулярную к осям,

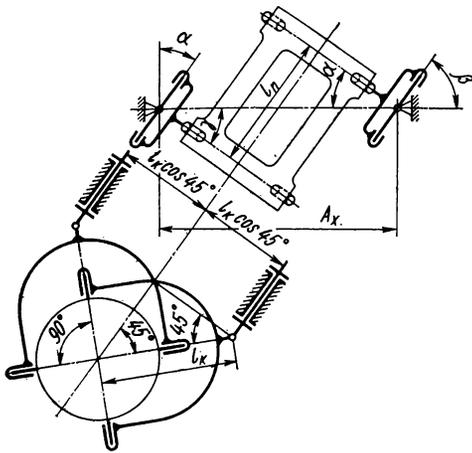


Рис. 3.37. Другое положение кардана, применяемого в смесителях

вторая проекция дана на плоскость, перпендикулярную к оси промежуточного вала.

Рассмотрим две параллельные плоскости, перпендикулярные к осям шарниров ведущей и ведомой вилки. Они будут перпендикулярны плоскости верхней проекции, и их следы на этой плоскости изображаются прямыми линиями. Изображение длины крестовин на этой проекции будет $l_k \cos 45^\circ$ (см. треугольник на нижней проекции).

Ось промежуточного вала будет перпендикулярной к этим плоскостям как перпендикулярная к двум прямым (осям шарниров) в этих плоскостях. Поэтому она будет параллельной верхней плоскости проекций, а ее изображение на этой проекции будет перпендикулярно следам двух параллельных плоскостей.

Проектируя на горизонталь рассмотренные прямые, получаем

$$A_x = l_{II} \sin \alpha + 2 l_k \cos 45^\circ \cos \alpha$$

или

$$\frac{A_x}{l_k} = y \sin \alpha + \sqrt{2} \cos \alpha.$$

Угол α найдем из треугольника на рис. 3.37:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{l_{II}}{2}}{l_k \cos 45^\circ} = \frac{y}{\sqrt{2}}.$$

Затем из предыдущей формулы следует определить $\frac{A_x}{l_k}$. Изменение межцентрового расстояния можно найти, сравнивая эту величину с отношением A_0/l_k , которое находят из формулы для A_0^2 , преобразовав ее к виду

$$\frac{A_0}{l_k} = \sqrt{(2+y)y}.$$

Равенство отношений $\frac{A_x}{l_k}$ и $\frac{A_0}{l_k}$ получается при $y = 1$; при этом угол $\alpha = 35,3^\circ$

и $\delta = 1,5$.

При $y = 1,40$ и коэффициенте $\delta = 0,034$ (близком к нулю) изменение межцентрового расстояния составляет $0,19 l_k$, т. е. довольно значительно, и нельзя избежать постановки подшипника ведомого вала на качающуюся раму.

Интересно отметить, что период изменения межцентрового расстояния в этом ме-

ханизме $\frac{1}{4}$ оборота, в трехпроводковом же кардане период смещения подвижного

вала равен $\frac{1}{3}$ оборота. В механизмах, полученных из муфты Ольдгема, период смещения равен $\frac{1}{2}$ оборота, а в обычных плоских механизмах с низшими парами одному обороту.

К сожалению, эти рассуждения пока имеют только теоретический интерес, так как амплитуда этого колебания слишком мала для практического применения.

3.9. ЛОКОМОТИВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

В настоящее время в пассажирских локомотивах в связи с ростом скоростей возникла необходимость уменьшения неподрессоренного веса. Трамвайное подвешивание тягового двигателя, у которого половина веса передается на ось через моторно-осевые подшипники двигателя, стало непригодным. Теперь стали крепить двигатель к тележке с передачей вращения на ось через шарнирный механизм. Этот механизм необходим, чтобы дать возможность локомотиву колебаться на рессорах. Он должен передавать момент вокруг оси колеса и оставлять свободными остальные подвижности: перемещения по трем осям координат и вращения вокруг двух осей, перпендикулярных к оси колеса, т. е. механизм должен иметь такие же подвижности, как двойной универсальный шарнир Кардана (см. табл. 1.4, е).

Двойной кардан широко применяется для этих целей в вагонах серий Д и Е метрополитена, электропоездах ЭР, электровозах Шкода ЧС-1, ЧС-2, ЧС-3 и ЧС-4 и в приводах Жакмена французских электровозов. Все они не имеют избыточных связей и потому удовлетворяют поставленным условиям. Двойной кардан хорошо уравновешен. Муфта Ольдгема (с поступательными кинематическими парами) не получила распространения из-за большого трения и износа. Кроме того, она неуравновешена, что является очень большим недостатком для скоростных электровозов.

Механизмы приводов с вращательными парами полностью себя оправдали и получили широкое распространение. Момент в таких механизмах передается двумя тягами, расположенными в плоскости, перпендикулярной к оси вращения (рис. 3.38). Тяги снабжают шаровыми шарнирами (пары III_2). Благодаря этому ведомое звено имеет две угловые подвижности относительно ведущего — вращения вокруг осей, расположенных в плоскости чертежа. Эти шарниры также обеспечивают две линейные подвижности: одну — вдоль оси колеса (перпендикулярно плоскости чертежа) и одну — горизонтальную S_1 (рис. 3.38, а) в данном положении механизма.

Чтобы обеспечить вертикальную подвижность (в данном положении), тяги с ведомым звеном необходимо соединить при помощи механизма, который позволил бы им перемещаться только на равные расстояния S_2 (рис. 3.38, б) относительно этого звена. Допустить неравные перемещения S_2 нельзя, так как тогда возникнет поворот ведомого звена относительно ведущего.

В качестве механизма для такого соединения могут применяться: вал с двумя кривошипными — механизм Сименс-Шуккерт (рис. 3.39, а); два рычага, соединенные зубчатой передачей (рис. 3.39, б); два прямых рычага, соединенные тягой (рис. 3.39, в); два угловых рычага, соединенные тягой (рис. 3.39, г); два косых рычага, соединенные тягой (рис. 3.39, д); механизм параллельного

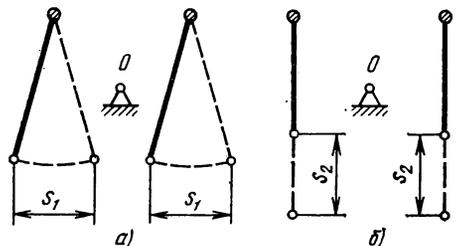


Рис. 3.38. Относительные перемещения в механизме локомотивного привода: а — горизонтальные; б — вертикальные

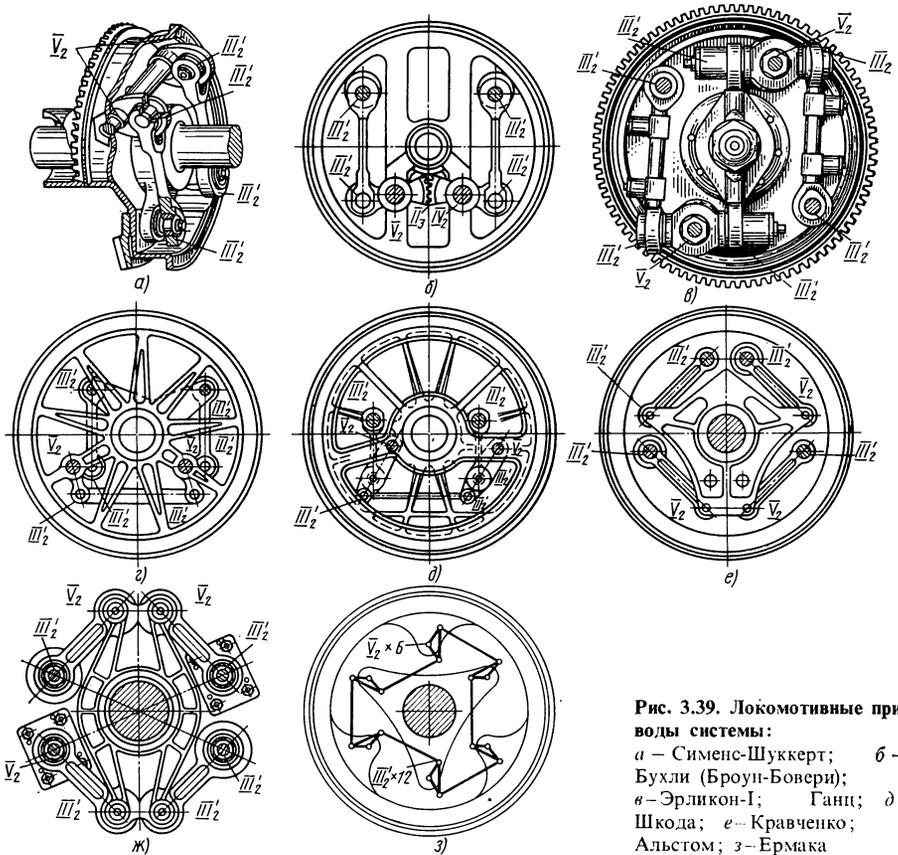


Рис. 3.39. Локомотивные приводы системы:

а – Сименс-Шуккерт; б – Бухли (Бруун-Бовери); в – Эрликон-1; Ганц; д – Шкода; е – Кравченко; Альстом; з – Ермака

кривошипа Кравченко (рис. 3.39, е); механизм антипараллелограмма Альстом (рис. 3.39, ж).

Интересный многоповодковый механизм предложил В. Н. Ермак. Такой механизм может выполняться с четырьмя, с шестью (рис. 3.39, з) и с еще большим числом поводков (но обязательно четным), за счет чего уменьшаются нагрузки в шарнирах.

На всех этих схемах шарниры, соединенные с ведомым звеном, показаны левой штриховкой, а соединенные с ведущим – правой. Следует отметить, что понятия ведущее и ведомое звено в этом случае чисто условные и их (если это удобнее конструктивно) можно поменять местами. Все перечисленные механизмы одновременно являются уравнительными, т. е. они выравнивают нагрузки на тягах. Благодаря этому на ведущее и ведомое звенья передаются только моменты, и потому исключаются добавочные нагрузки на подшипники.

Механизм Сименс – Шуккерт (см. рис. 3.39, а) – самый простой из них. В нем из шести звеньев пять подвижные. Его легко выполнить без избыточных связей. Для этого тяги выполняют с шаровыми головками III_2 , а остальные пары могут быть вращательными V_2 . Подшипники ведущего и ведомого валов (пары V_2) на рис. 3.39 не показаны. Подвижность этого механизма $w = 3$ (основная плюс

две местные — вращения тяг вокруг своих осей), а избыточные связи по (1.1) $q = 3 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 3 + 3 \cdot 4 = 0$.

Усилия в шарнирах невелики, они равны приблизительно силам, передаваемым тягами. Механизм легко уравновесить, для этого необходимо поставить противовесы на уравнительный вал. Единственным недостатком такого механизма является крутящий момент, передаваемый уравнительным валом.

Механизм Бухли (см. рис. 3.39, б) более сложен — имеет семь звеньев, из них шесть подвижных. Чтобы избежать избыточных связей при линейчатом контакте между зубьями (пара II_2), что очень важно из-за больших усилий, один из рычагов необходимо опереть на пару IV_3 . Для этого не обязательно делать ее шаровой со штифтом. Можно рычаг опереть на сферическую опору, а лишнюю подвижность устранить выступами в корпусе, ограничивающими перемещение обода вдоль оси: по формуле (1.1) находим $q = 3 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 3 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 4 + 2 \cdot 1 = 0$.

Лучше применить арочный зуб — пару II_3 , а один из рычагов поставить на пару IV_2 .

Если оба рычага опирать на вращательные пары V_2 , то для устранения избыточных связей придется зубья выполнить с точечным контактом (пара I_2), что невыгодно из-за больших усилий. Усилия, передаваемые зубьями уравнительного механизма, примерно равны усилиям в тягах (при равных радиусах). Усилия на осях этих рычагов (если не учитывать центробежные силы) в 2 раза больше, что невыгодно. Механизм легко уравновесить.

Механизмы Эрликон-I, Ганц, Шкода, Кравченко и Альстом имеют восемь звеньев, из них семь подвижных.

В механизме Эрликон-I (рис. 3.39, в) для предотвращения избыточных связей концы всех трех тяг делают на шаровых опорах (пара III_2), а опоры рычагов — на вращательных парах V_2 ; найдем по формуле (1.1) $q = 4 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 6 = 0$.

Усилия в шаровых парах равны усилиям в тягах, а усилия во вращательных в 2 раза больше их (без учета центробежных сил). Механизм хорошо уравновешен. При правильных размерах звеньев он не требует противовесов.

Механизм Ганц (см. рис. 3.39, г) для устранения избыточных связей должен иметь такие же кинематические пары, как и механизм Эрликон-I. Усилия в шаровых парах равны усилиям в тягах (при равных плечах), а усилия во вращательных парах в 1,4 раза ($\sqrt{2}$) больше, чем в тягах. Механизм можно уравновесить.

Для этого необходимо ставить противовесы на угловые рычаги.

Механизм Шкода (см. рис. 3.39, д) должен иметь такие же кинематические пары, как и механизмы Эрликон-I и Ганц. Усилия в кинематических парах зависят от соотношения плеч и угла наклона рычагов. Они примерно равны усилиям в механизме Ганц. Уравновесить этот механизм труднее, чем механизм Ганц, так как противовесы на рычагах могут выйти за габарит.

В механизмах А. И. Кравченко (см. рис. 3.39, е) и Альстом (см. рис. 3.39, ж) вращающий момент передается через плавающую рамку, которая висит на поводках. Чтобы рамка оставалась в заданной плоскости, она должна направляться тремя поводками, так как плоскость определяют три точки. Четвертый поводок, во избежание избыточных связей, не должен быть направляющим. Поэтому на обоих концах у него должны быть шаровые пары III_2 . Здесь имеется одна местная подвижность — вращение вокруг своей оси. У каждого направляющего поводка должна быть одна вращательная пара V_2 и одна сферическая III_2 опорная точка. Чтобы лучше направлять плавающую рамку, следует опорные точки расположить как можно дальше друг от друга. В соответствии с этим на рис. 3.39, е и ж выбрано расположение вращательных и шаровых пар. По (1.1) найдем $q = 2 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 5 + 3 \cdot 5 = 0$.

При выполнении этих механизмов на резиновых блоках, которые, хотя и являются цилиндрическими, но за счет деформации резины допускают некоторый поворот вокруг двух других осей, все шарниры делают одинаковыми. Усилия, передаваемые кинематическими парами, в механизмах на рис. 3.39,е и 3.39,ж невелики. В механизме Альстом все четыре тяги работают или на растяжение, или на сжатие, в механизме А. И. Кравченко две тяги работают на растяжение, две — на сжатие, что способствует более спокойной работе. Механизм Альстом дает некоторую неравномерность передаточного отношения, практически неощутимую. В механизме А. И. Кравченко передаточное отношение строго постоянное. Механизмы А. И. Кравченко и Альстом не уравновешены. При наличии смещения осей плавающая рамка движется по окружности, диаметр которой равен этому смещению (как в муфте Ольдгем). При этом за один оборот колеса центр тяжести рамки обходит окружность 2 раза. Поэтому в скоростных электровозах центробежная сила огромна.

На французских электровозах, поставивших рекорд скорости 300 км/ч, центробежная сила достигла 7,5 тс. Уравновесить эти механизмы практически невозможно, так как для этого потребовалось бы ставить противовесы на продолжении поводков, т. е. выйти за габарит. Кроме того, силы инерции противовесов здесь настолько бы увеличили нагрузки в кинематических парах, что осуществить их стало бы невозможно.

Механизм В. Н. Ермака (рис. 3.39,з) состоит из угловых равноплечих рычагов. Одна половина их опирается на ведущий вал с помощью пар V_2 , а другая — на ведомый вал с помощью таких же пар. Рычаги соединяются поводками III_2 , III_1 . Механизм хорошо уравновешен. Передаточное число в нем постоянно. Усилия в шарнирах небольшие, а увеличивая число поводков, можно их еще уменьшить. В механизме есть еще местная, групповая подвижность — вращение всех рычагов вокруг своей осей. Поэтому надо предусмотреть надлежащие упоры, чтобы она не была вредной.

При i поводках подвижность $w = 1 + i + 1$ (основная плюс вращение i поводков плюс групповая). По формуле (1.1) найдем $q = (2 + i) - 6(2 + 2i) + 5(2 + i) + 3 \cdot 2i = 0$. Анализ перечисленных механизмов показал, что одни схемы хорошо уравновешены, но имеют большие нагрузки в шарнирах, другие, наоборот, имеют малые нагрузки в шарнирах, но плохо уравновешены.

При проектировании инженеру необходимо правильно оценить, какой из этих факторов важнее, и на основании этого выбирать схему механизма.

Все перечисленные механизмы обеспечивают поступательное движение ведущего звена относительно ведомого (в плоскости, перпендикулярной к оси вращения), которое аналогично движению в чертежном приспособлении Кульман. Поэтому значение этих механизмов гораздо больше, чем локомотивных приводов. Например, их можно применять для направления ведущей пластины в многошпиндельной сверлильной головке.

В локомотивах применяют механизм фиктивного шкворня (рис. 3.40), который служит для соединения тележки с кузовом в тех случаях, когда место шкворня занято другими устройствами (например, тяговым двигателем). Механизм Фойт представляет собой параллелограмм (на рис. 3.40 часть его звеньев показана штриховыми линиями). Середины поперечных рычагов соединены с кузовом (условно считается неподвижным). Середины продольных рычагов соединены с тележкой (изображена условно кружком).

По формуле (1.5) найдем $q_n = 1 - 3 \cdot 5 + 2 \cdot 8 = 2$.

Две избыточные связи создают два натяга (при сборке параллелограмма на кузове и соединении его с тележкой) и вызывают неравномерную нагрузку поперечных и продольных рычагов. Для устранения натягов необходимо убрать участки

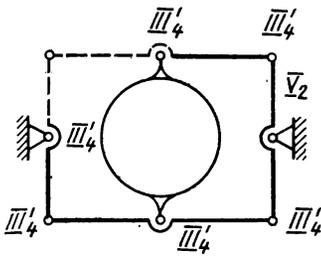


Рис. 3.40. Механизм фиктивного шкворня (штрихом показаны звенья, удаленные для устранения избыточных связей)

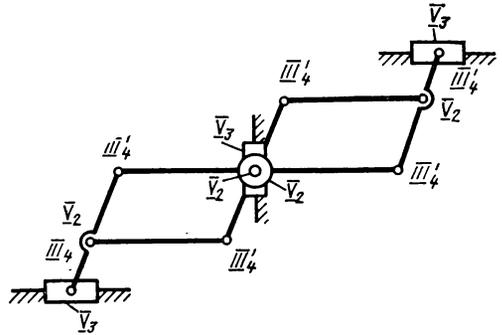


Рис. 3.41. Механизм безвального генератора газов

рычагов, показанные штриховыми линиями, и один шарнир. Тогда по формуле (1.5) $q_n = 1 - 3 \cdot 5 + 2 \cdot 7 = 0$.

Особо вредных избыточных связей не будет. Чтобы избыточных связей не было совсем, следует применить кинематические пары, показанные на рис. 3.40.

Подвижности механизма — вращения тележки вокруг трех осей, вертикальное перемещение (игра рессор) и вращения трех звеньев вокруг своих осей (пары III'4). Всего подвижностей семь.

Найдем число избыточных связей по формуле (1.1): $q = 7 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 6 = 0$.

В настоящее время по идее проф. А. Н. Шелеста начинают применять тепловозы с пневматической передачей, которая проще, дешевле и легче электрической.

Пескаром предложены безвальные генераторы газов, которые теперь и применяют в тепловозах. Поршни безвального генератора газов должны двигаться навстречу друг другу с одинаковой скоростью и, следовательно, проходить одинаковые пути. Это обеспечивает шарнирный уравнительный механизм (рис. 3.41). Бывают и другие системы, например зубчатые. Сложность уравнительного механизма объясняется малыми габаритами и потому большими углами поворота коромысел (180°), чего не допускает двоянный кривошипно-ползунный механизм.

Чтобы избежать особо вредных избыточных связей, надо центральный шарнир делать самоустанавливающимся в вертикальном направлении на ползуне (как на рис. 3.41). По формуле (1.5) найдем $q_n = 1 - 3 \cdot 9 + 2 \cdot 13 = 0$. В безвальном генераторе Пескара особо вредные избыточные связи сохранены.

При структурном проектировании механизма (назначении классов кинематических пар) для отсутствия избыточных связей необходимо, чтобы не было натягов при замыкании контуров механизма.

Поршни безвального генератора являются поступательными парами V_3 , так как их вращению препятствуют эксцентричные штоки. Поставим вспомогательный ползун на поступательную пару V_3 , а коромысла — на вращательные пары V_2 . При соединении длинного коромысла с поршнями (образование двух контуров) для предотвращения натягов применим звенья (рычаги) с шаровыми парами III'4 по концам. Ползуны при этом можно передвигать, а коромысло поворачивать до совпадения элементов соединяемых пар. Середины этих рычагов с коротким коромыслом тоже можно соединять звеньями с шаровыми парами III'4 по концам (образование еще двух контуров). Однако соединение с рычагом лучше выполнить вращательной парой V_2 . Сборке это не помешает и натягов не вызовет, так как при

сборке другой конец III_4 поводка V_2III_4 сможет двигаться в плоскости чертежа вследствие поворота вокруг вращательной пары V а перпендикулярно плоскости чертежа из-за вращения рычага $III_4V_2III_4$ вокруг пар III_4III_4 . Эти два движения обеспечат без натяга совпадение элементов соединяемой пары.

Приведенный порядок сборки целесообразен только для выявления натягов и установления классов кинематических пар. Сборку при монтаже можно вести в любом порядке.

Проверить механизм на избыточные связи можно по формуле (1.1): $q = 1 - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 7 + 3 \cdot 6 = 0$.

3.10. ГЛАВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ТОКОПРИЕМНИКОВ

Пантограф представляет собой сложный пространственный механизм. При отклонении размеров звеньев от номинальных за счет допусков при изготовлении, а также перекосов основания пантографа при монтаже на крыше в обычных конструкциях пантографов сильно возрастает трение. Поэтому трудно бывает выдерживать заданную разницу давлений на контактный провод при подъеме и опускании пантографа.

Чтобы облегчить изготовление и эксплуатацию пантографа, следует его механизм конструировать так, чтобы отклонения в размерах не вызывали увеличения трения. Этому условию удовлетворяют механизмы без избыточных связей. Главные валы пантографов соединяются механизмом антипараллелограмма, который обеспечивает перемещение ползца по вертикали [44].

Пантограф является направляющим механизмом, обеспечивающим прямолинейное движение лыжи по вертикали. Направление этого движения можно регулировать длиной тяги, соединяющей главные валы. При увеличении длины прямая наклонится вправо, а при уменьшении — влево (рис. 3.42, б).

Механизм антипараллелограмма выполняется с одной или с двумя тягами. При одной тяге соединительный механизм не имеет избыточных связей. Благодаря этому небольшие отклонения размеров тяги, расстояний между осями главных валов и радиусов кривошипов не влияют на трение. При двух тягах вследствие наличия избыточных связей отклонения в размерах вызовут перегрузку шарниров. Поэтому главные валы пантографа должны соединяться одной, а не двумя тягами. Опасаться поломки этой тяги не следует, так как в некоторых конструкциях соединительные тяги выполняются деревянными и служат предохранительным звеном, которое разрушается, если пантограф зацепит за контактную сеть, при этом другие более дорогие детали сохраняются. В правильной конструкции пантографа такое предохранительное звено должно быть предусмотрено. Лучше всего его включить в соединительную тягу. Саму тягу для этого использовать нецелесообразно, так как при движении поезда в одном направлении она работает на растяжение, а при движении в противоположном направлении — на продольный изгиб, и, следовательно, будет разрушаться при усилиях, сильно отличающихся друг от друга.

Рассмотрим главный механизм. В пантографе ДЖ-4, как показывает теория, имеются три избыточные связи. Они обнаруживаются при сборке пантографа (рис. 3.42, а). Если соединить верхние рамы с нижними, установленными на основании пантографа, то соединять между собой верхние рамы при отклонении их размеров от номинальных приходится с натягом, увеличивающим трение, так как один из шарниров не совпадает в осевом направлении (O на рис. 3.42, а), а другой, кроме того, в горизонтальном (z) и вертикальном (e) направлениях.

Чтобы уменьшить вред от этих натягов, следует устранить или уменьшить их на середине рабочей высоты.

Для устранения осевого несовпадения шарниров O следует подкладывать шайбы под один из изоляторов, для уничтожения горизонтального несовпадения шарниров z необходимо нарушить параллельность главных валов. Для устране-

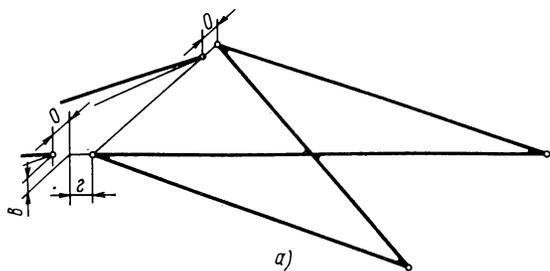
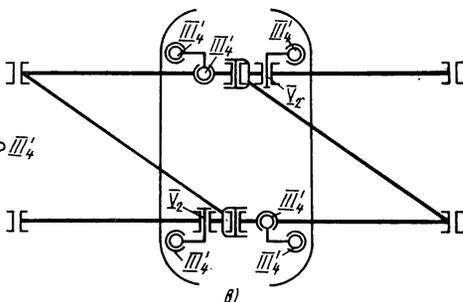
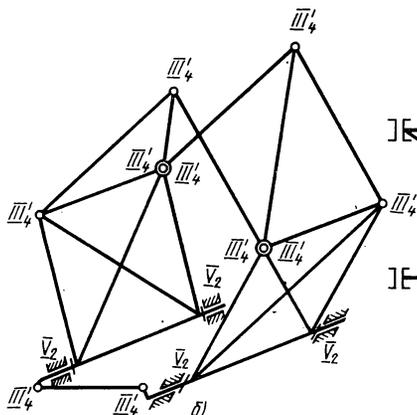


Рис. 3.42. Двухлыжный пантограф:

a — натяги при сборке главного механизма, составленного из жестких рам; *б* — схема главного механизма без избыточных связей; *в* — схема верхней каретки без избыточных связей



ния вертикального несовпадения шарниров *в* следует изгибать (выкручивать) верхние рамы. Однако добиться совпадения шарниров можно только в небольших пределах, и результат будет только при одном положении пантографа. Устранить натяг можно, применяя конструкцию главного механизма пантографа, показанную на рис. 3.42, б. Здесь верхние рамы представляют собой два «треножника», опирающиеся своими «ногами» на шарниры нижних рам. «Треножники» можно собрать без натяга при любых отклонениях размеров их звеньев от номинальных. Однако при этом расстояние между шарнирами сочленения верхних рам тоже будет отличаться от номинального и может оказаться различным при различных положениях механизма (различной высоте лыж). Следовательно, эти шарниры нельзя соединять жесткими тягами, так как тогда возникает избыточная связь. Последнее условие трудно выполнить в однолыжных пантографах, так как у них обычно сама лыжа дает такое соединение.

При эксплуатации таких пантографов, чтобы устранить повышенное трение, вызываемое натягом (т. е. если не выдерживается характеристика давления на контактный провод), следует снять верхнюю каретку и добиться постоянства расстояний между шарнирами сочленений верхних рам при различных положениях механизма. Подкладыванием шайб на один из изоляторов это расстояние должно соответствовать длине каретки, чтобы можно было собрать механизм без натягов, что достигается или изменением длины косых тяг, или перекашиванием основания пантографа: это может потребовать увеличения отверстий для болтов, крепящих его к изоляторам.

Напротив, в двухлыжных пантографах это условие легко выполнить. Для этого каретка должна быть так устроена, чтобы каждая лыжа относительно одного «треножника» имела, а относительно другого не имела осевого (поперечного)

перемещения. Для этого следует один рычаг $V_2III'_5$, поддерживающий лыжу, сохранить, а другой заменить пластиной $III_4III'_4$, которая вследствие зазоров в шарнирах не будет препятствовать осевому перемещению лыжи.

На рис. 3.42, в эти шарниры условно показаны шаровыми, а сами лыжи условно повернуты на 90° . Скобы каретки не показаны. Рычаги каретки изображены кривыми, в действительности расстояние между шарнирами лыжи равно расстоянию между скобами каретки.

В однолыжных пантографах можно устранить избыточные связи удалением одной из косых тяг верхних рам. Такая схема встречается в конструкциях пантографов WVSS-54 (Австрия) и DBS-54 (ФРГ). Она имеет тот недостаток, что боковую жесткость обеспечивает только одна половина механизма, а другая лишь утяжеляет пантограф. Такая конструкция ограничивает применение таких пантографов для скоростного подвижного состава, где особенно важны легкость и боковая жесткость. Поэтому для однолыжного пантографа не годится схема верхних рам из двух «треножников». Рассмотрим эту схему (рис. 3.43, а). Верхние рамы должны быть группой нулевой подвижности, т. е. если их нижние шарниры присоединить к стойке, то система должна быть неподвижной. В таком виде (для упрощения) ее и будем рассматривать. Конечно, когда верхние рамы присоединяются к нижним, система получает подвижность вследствие подвижности нижних рам.

Горизонтальная поперечная тяга, которая служит основанием верхней каретки, держится на шести поводках: четырех продольных тягах и двух диагональных. К сожалению, все шесть поводков пересекают ось этой тяги, т. е. нарушено десятое условие в табл. 3.1. Система становится статически неопределимой и возникает местная подвижность — вращение основания каретки вокруг своей оси.

Для устранения этой подвижности в пантографе 1OPP поставлены кулисные механизмы. Для исправления схемы надо сместить не меньше одного поводка (для симметрии два) от оси поперечной тяги. В качестве таких поводков следует взять диагональные тяги и сместить их вниз, так как над поперечной тягой место занято ползком. Придется также изменить направление одной из диагональных тяг, направив обе диагональные тяги к одному верхнему узлу (рис. 3.43, б). Иначе останутся подвижность (вращение поперечной тяги с одновременным поперечным перемещением) и натяг вследствие второй диагональной тяги.

Чтобы полоз перемещался вертикально без поперечного смещения, надо нижние концы диагональных тяг присоединять не к верхним рамам, а к нижним, соответственно выбрав точку присоединения. Кулисные механизмы для направления верхней каретки тогда становятся ненужными¹. По проекту, выполненному студен-

¹ Решетов Л. Н., Соломин В. В. Токоприемник электроподвижного состава. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1972, № 11, авторское свидетельство № 333080.

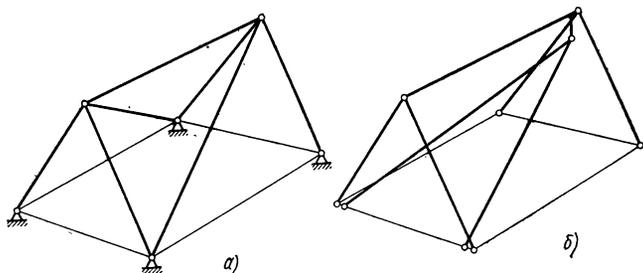


Рис. 3.43. Верхние рамы однолыжного пантографа:

а — с избыточной связью; б — без избыточных связей

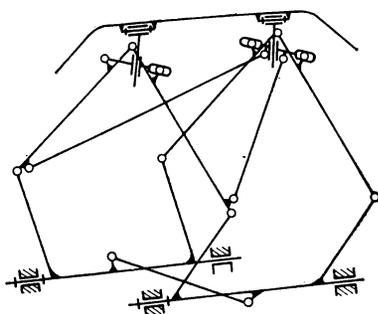
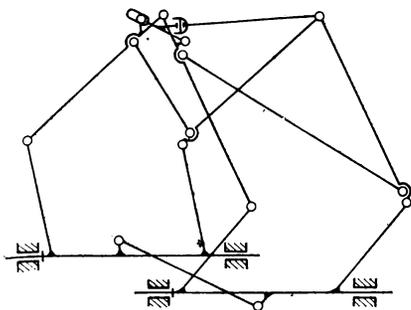


Рис. 3.44. Схема пантографа с диагональными тягами, направленными к одному верхнему узлу

Рис. 3.45. Схема пантографа с диагональными тягами, присоединенными к основанию верхней каретки

ческим СКБ МВТУ, в электровозном депо Москва III изготовлены такие пантографы. При этом часть однорядных шарикоподшипников заменена двухрядными сферическими. Удвоенная сила трения, приведенная к полозу, сразу уменьшилась с 2,5–3 кгс до 0,8–0,9 кгс и перестала зависеть от эксплуатационных размеров (например, высоты изоляторов), ремонт значительно упростился, а проверка характеристики стала ненужной. Избыточные связи по формуле (1.1) $q = 2 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 10 = 0$.

Обобщая сказанное, можно сделать вывод, что при выборе схемы однополосного пантографа надо диагональные тяги направлять к одному верхнему узлу (рис. 3.44) и выполнить еще два условия: ввести подвижность, устраняющую натяги; обеспечить равенство нагрузок диагональных тяг при воздействии на полоз поперечной силы.

В рассмотренном механизме оба эти условия выполняются с помощью поперечной тяги (основание верхней каретки) путем присоединения косых тяг ниже ее оси.

У токоприемников П-1, П-3 основание верхней каретки соединяется с верхними рамами с помощью пазов, надетых на валики. В этом случае следует направить косые тяги к одному верхнему узлу (рис. 3.45) и присоединить их не к продольным тягам, а к основанию верхней каретки. Подвижность при этом получится за счет перемещения в пазах, а равенство нагрузок тяг — вследствие симметричного расположения сил, действующих на основание верхней каретки. Возможны еще два решения той же проблемы¹ (рис. 3.46 и 3.47 — косые тяги не показаны).

В схеме на рис. 3.46 подвижность достигается за счет осевого (поперечного) перемещения в шарнире, соединяющем верхние рамы.

Равномерное распределение нагрузок от поперечной силы достигается рычагом с пазом, надетым на валик, к середине которого присоединено основание верхней каретки.

¹ Решетов Л. Н. Токоприемник электроподвижного состава.— Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1970, № 36, авторское свидетельство № 2888017.

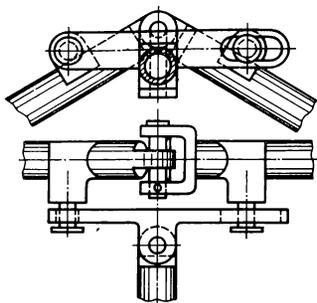


Рис. 3.46. Схема главного верхнего узла с осевым разбегом между продольными тягами

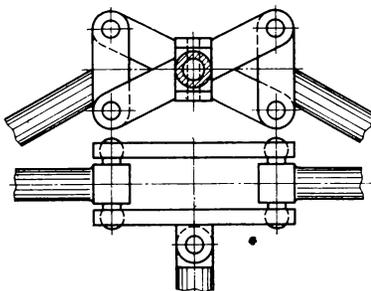


Рис. 3.47. Схема главного верхнего узла с перекрестными тягами

На рис. 3.47 продольные тяги верхних рам соединяются двумя перекрестными тягами с шаровыми головками. Благодаря шаровым головкам продольные тяги получают относительную подвижность в осевом направлении. Одна из перекрестных тяг служит рычагом, выравнивающим нагрузки косых тяг от поперечной силы. Точка пересечения косых тяг является центром мгновенного вращения одной продольной тяги относительно другой.

Схемы, представленные на рис. 3.45, 3.46 и 3.47, проверены автором на моделях, имеющих в МВТУ.

Подвижность, предназначенная для устранения натяга, может быть направлена вдоль локомотива (см. рис. 3.43, б и 3.45), поперек (рис. 3.46 и 3.47), что практически безразлично.

Гораздо легче избежать избыточных связей в асимметричном пантографе (рис. 3.48), который применяется в последнее время для электровозов переменного тока. При переменном токе вследствие высоких напряжений ток, потребляемый электровозом, уменьшился в 7–8 раз по сравнению с постоянным. Поэтому стали ненужными двухлыжные пантографы тяжелой серии. К пантографам легкой серии относится асимметричный токоприемник (полупантограф). Он состоит из нижней трубчатой рамы *IV* в виде двутавра и верхней в форме трапеции. Тяга *III₄III₄* обеспечивает движение верхней рамы.

Кинематика этого механизма должна дать лыже прямолинейное вертикальное движение, т. е. механизм является прямилком (так же, как и симметричный пантограф).

Проектирование такого механизма можно вести так же, как и портального крана с жесткой оттяжкой (см. рис. 6.20 и 6.21).

При подсчете избыточных связей к основной подвижности прибавляется вращение тяги *III₄III₄* вокруг своей оси, поэтому по формуле (1.1) $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 0$.

Промежуточной схемой между симметричным пантографом (четырёхрычажным) и полупантографом (однорычажным) является полусимметричный (трехрычажный) пантограф (рис. 3.49). Одна половина его совершенно такая же, как и в четырехрычажном токоприемнике, другая половина состоит из однорычажной нижней рамы и треугольной верхней. Основание этого токоприемника крепится на три изолятора.

Для устранения избыточных связей вместо отверстий сделаны пазы (непо-

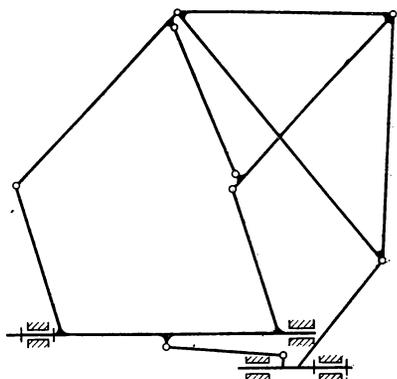
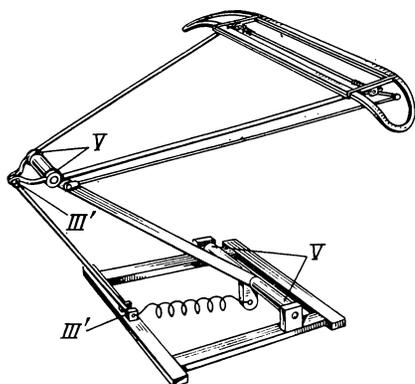


Рис. 3.48. Главный механизм асимметричного пантографа (полупантографа)

Рис. 3.49. Полусимметричный (трехрычажный) токоприемник

движное соединение по рис. 2.4, з), которые позволяют избежать натягов и поломок изоляторов при монтаже пантографа. По сравнению с полупантографом в нем значительно меньше нагружены шарниры.

Для современных пассажирских локомотивов требуются токоприемники, обеспечивающие надежный токосъем при скорости 200 км/ч. При такой скорости очень важна масса токоприемника, приведенная к полозу. Чтобы уменьшить ее, И. А. Беляев предложил «автоуправляемый» токоприемник, который состоит из верхнего пантографа, движущегося от нажатия контактного провода, и нижнего, приводимого пневматическим цилиндром. Впуском и выпуском сжатого воздуха в этот цилиндр управляет верхний пантограф. Верхний пантограф получился очень маленьким, и соответственно уменьшилась и его приведенная масса. Рассмотрим конструкцию автоуправляемого токоприемника, где избыточные связи устранены полностью¹ (рис. 3.50). В токоприемнике нижний механизм представляет собой механизм параллельного кривошипа. Каждый кривошип состоит из нижнего вала и двух рычагов. Он соединяется парой V_1 с основанием и парой V_1 с главным валом верхнего пантографа. Нижний механизм приводится пневматическим цилиндром с помощью кривошипно-ползунного механизма, который не показан на рис. 3.50, так как этот механизм был рассмотрен выше (см. рис. 2.28). Верхний механизм представляет собой симметричный пантограф (пятиугольник). Избыточные связи в нем устраняются с помощью одной из описанных выше схем, приведенных на рис. 3.43, 3.45, 3.46 и 3.47 (на рис. 3.50 использована схема рис. 3.43).

Чтобы устранить избыточные связи в нижнем механизме, у верхнего пантографа нет основания (рамы), а вместо него есть второй механизм антипараллелограмма, соединяющего главные валы. Размеры звеньев этих антипараллелограммов должны быть найдены из условия наибольшей точности передаточного отношения (единицы), теория которого дана В. В. Соломиным [44], так как иначе расстояние между главными валами будет переменным. Расчеты показали, что при

¹ Беляев И. А. Пантограф электроподвижного состава. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1970, № 10, авторское свидетельство № 262932. Решетов Л. Н., Беляев И. А. и др. Токоприемник для высокоскоростного подвижного состава. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1974, № 2, авторское свидетельство № 410990.

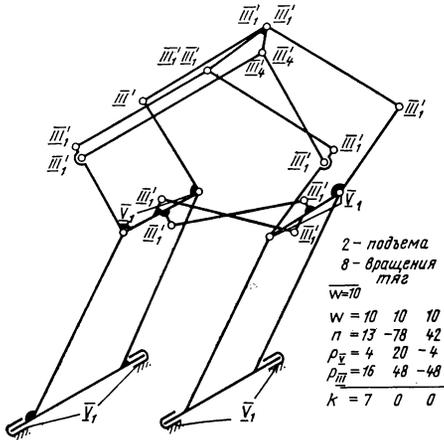


Рис. 3.50. Автоуправляемый токоприемник

правильном выборе размеров изменение межцентрового расстояния выражается долями миллиметра. В результате экспериментов было установлено, что у автоуправляемого токоприемника расход накладок сократился в несколько раз. Соответственно надо ожидать уменьшения износа контактного провода.

Токоприемник, изображенный на рис. 3.50, обладает двумя недостатками: во-первых, он сложен (два пневматических цилиндра); во-вторых, нижний механизм не симметричный, что затрудняет его применение для обоих направлений движения. Эти недостатки удалось устранить¹.

3.11. ТОКОПРИЕМНИК, ИМЕЮЩИЙ ДВЕ ПОДВИЖНОСТИ

Контактная сеть представляет собой многомассовую систему с многими степенями свободы, исследование движения которой представляет очень сложную задачу. Чтобы упростить ее, допустим (как Б. Финк, И. Бейер, Ф. Нитхамер и И. А. Беляев), что полз движется по синусоиде (рис. 3.51):

$$y = \frac{y_{\max}}{2} (1 - \cos \omega t). \quad (3.7)$$

Здесь ω — угловая скорость вектора, вертикальная проекция которого дает перемещение полза;

$$\omega = 2\pi \frac{v}{\lambda}, \quad (3.8)$$

где λ — длина волны.

Обозначим массу полза через m_p ; массу подвижных рам, приведенную к верхнему шарниру, которую будем считать постоянной, через m_r ; силу подъемных пружин, приведенную к верхнему шарниру рам, через Q_p и будем считать постоянной. Это условие особенно точно выполняется у пантографов с цепной передачей от подъемных пружин к главному валу.

Обозначим через h_1 — высоту верхнего шарнира над основанием пантографа (переменную) и через h_2 — высоту каретки — расстояние от верхнего шарнира до полза (также переменная).

Тогда

$$h_1 + h_2 = y_0 + y, \quad (3.9)$$

где y_0 — наименьшая высота провода над основанием токоприемника.

Обозначим через $h_{2\text{св}}$ высоту каретки в свободном состоянии и через c_{II} — жесткость пружин каретки.

¹ Беляев И. А., Решетов Л. Н. и др. Токоприемник электроподвижного состава. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1976, № 16, авторское свидетельство. № 512087.

Рис. 3.51. Токоприемник с двумя подвижностями

Тогда уравнение движения массы m_p будет иметь вид

$$\frac{d^2 h_1}{dt^2} m_p = Q_p - (h_{2св} - h_2) c_{п} - m_p g = \\ = h_2 c_{п} + Q_p - h_{2св} c_{п} - m_p g.$$

Подставим сюда найденное из уравнений (3.7) и (3.9) значение

$$h_2 = y_0 + \frac{y_{\max}}{2} (1 - \cos \omega t) - h_1. \quad (3.10)$$

Получим

$$\frac{d^2 h_1}{dt^2} m_p = y_0 c_{п} + \frac{y_{\max}}{2} c_{п} - \frac{y_{\max}}{2} c_{п} \cos \omega t - h_1 c_{п} + Q_p - h_{2св} c_{п} - m_p g$$

или

$$\frac{d^2 h_1}{dt^2} + h_1 \frac{c_{п}}{m_p} = - \frac{y_{\max}}{2} \frac{c_{п}}{m_p} \cos \omega t + \frac{c_{п}}{m_p} \left(y_0 + \frac{y_{\max}}{2} - h_{2св} \right) + \frac{Q_p}{m_p} - g. \quad (3.11)$$

По наблюдениям И. А. Беляева свободные колебания быстро затухают и остаются только вынужденные. Поэтому в дальнейшем будем рассматривать только вынужденные колебания. Представим движение главных рам в виде уравнения

$$h_1 = B_1 \cos \omega t + C_1, \quad (3.12)$$

откуда

$$\frac{dh_1}{dt} = -\omega B_1 \sin \omega t$$

$$\text{и } \frac{d^2 h_1}{dt^2} = -\omega^2 B_1 \cos \omega t.$$

Подставив эти значения в уравнение (3.11) и приравняв коэффициенты при $\cos \omega t$, найдем

$$-B_1 \left(\omega^2 - \frac{c_{п}}{m_p} \right) = - \frac{y_{\max}}{2} \frac{c_{п}}{m_p},$$

откуда

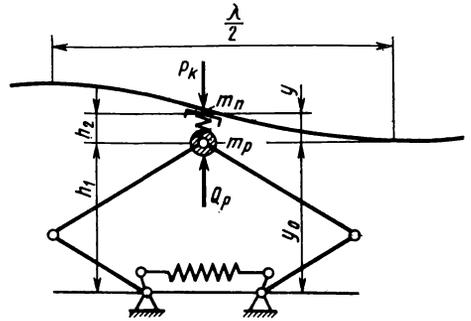
$$B_1 = - \frac{y_{\max} c_{п}}{2(c_{п} - \omega^2 m_p)}, \quad (3.13)$$

и, приравнявая свободные члены, получим

$$C_1 = y_0 + \frac{y_{\max}}{2} - h_{2св} + \frac{Q_p}{c_{п}} - \frac{g m_p}{c_{п}}. \quad (3.14)$$

Подставляя в формулу (3.10) значение h_1 из (3.12) и значения B_1 и C_1 из (3.13) и (3.14), получим

$$h_2 = y_0 + \frac{y_{\max}}{2} - \frac{y_{\max}}{2} \cos \omega t + \frac{y_{\max} c_{п}}{2(c_{п} - \omega^2 m_p)} \cos \omega t - y_0 - \frac{y_{\max}}{2} + h_{2св} - \frac{Q_p}{c_{п}} + \\ + \frac{g m_p}{c_{п}} = B_2 \cos \omega t + C_2,$$



откуда

$$B_2 = \frac{y_{\max} \omega^2 m_p}{2(c_{\Pi} - \omega^2 m_p)} \quad (3.15)$$

и

$$C_2 = h_{2св} - \frac{Q_p}{c_{\Pi}} + \frac{g m_p}{c_{\Pi}}. \quad (3.16)$$

Найдем контактное нажатие P_k . Для этого по принципу Даламбера рассмотрим проекции на вертикаль всех сил, действующих на полоз: контактное нажатие $-P_k$, вес $-m_{\Pi}g$, силу пружин каретки

$$c_{\Pi}(h_{2св} - h_2) = c_{\Pi}h_{2св} - B_2 c_{\Pi} \cos \omega t - C_2 c_{\Pi},$$

$$\text{силу инерции полоза} - m_{\Pi} \frac{d^2 y}{dt^2}.$$

Запишем

$$-P_k - m_{\Pi}g + c_{\Pi}h_{2св} - B_2 c_{\Pi} \cos \omega t - C_2 c_{\Pi} - m_{\Pi} \frac{d^2 y}{dt^2} = 0.$$

Определяя P_k и подставляя $\frac{d^2 y}{dt^2}$ из (3.7), B_2 из (3.15) и C_2 из (3.16), получим

$$\dot{P}_k = -m_{\Pi}g + c_{\Pi}h_{2св} - \frac{y_{\max} \omega^2 m_p c_{\Pi}}{2(c_{\Pi} - \omega^2 m_p)} \cos \omega t - c_{\Pi}h_{2св} + Q_p - m_p g - \omega^2 m_{\Pi} \frac{y_{\max}}{2} \cos \omega t.$$

Отсюда

$$P_k = Q_p - \omega^2 \frac{y_{\max}}{2} \cos \omega t \left[\frac{m_p c_{\Pi}}{c_{\Pi} - \omega^2 m_p} + m_{\Pi} \right] - (m_{\Pi} + m_p) g. \quad (3.17)$$

При $c_{\Pi} = \infty$ (жесткая каретка без пружин)

$$P_k = Q_p - \frac{\omega^2 y_{\max}}{2} (m_{\Pi} + m_p) \cos \omega t - (m_{\Pi} + m_p). \quad (3.18)$$

При критической скорости ω_k из $c_{\Pi} - \omega_k^2 m_p = 0$

$$\omega = \omega_k = \sqrt{\frac{c_{\Pi}}{m_p}} \quad (3.19)$$

величины h_1 , h_2 и P_k обращаются в ∞ (без учета трения).

При $\omega < \omega_k$ из формул (3.15) и (3.13) видно, что рамы движутся в фазе с полозом.

При $\omega > \omega_k$ рамы движутся в противофазе с полозом. Из (3.17) видно, что при

$$\frac{m_p c_{\Pi}}{c_{\Pi} - \omega_0^2 m_p} + m_{\Pi} = 0$$

контактное нажатие $P_k = \text{const}$,

или

$$m_p \dot{c}_{\Pi} + m_{\Pi} c_{\Pi} - \omega_0^2 m_p m_{\Pi} = 0.$$

Отсюда

$$\omega_0 = \sqrt{c_{11} \frac{m_p + m_n}{m_p m_n}} \quad (3.20)$$

или, поделив на (3.19),

$$\frac{\omega_0}{\omega_k} = \sqrt{\frac{m_p}{m_n} + 1} \quad (3.21)$$

Так как обычно $m_p \approx 2 m_n$, то

$$\frac{\omega_0}{\omega_k} \approx 1,73. \quad (3.22)$$

Идея создания пантографа, работающего при скоростях выше критической и в особенности при $P_k = \text{const}$, очень привлекательна, так как следует ожидать улучшения токосъема на больших скоростях. Поэтому большой интерес представляет работа О. И. Позднякова и В. П. Михеева, которые осуществили пантограф с кареткой повышенной эластичности и получили хороший результат [28]. По-видимому, они работали на скоростях выше критической и близкой к ω_0 .

Аналогичные результаты получили во Франции с токоприемниками, имеющими очень большой ход верхней каретки.

3.12. МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМНЫХ ПРУЖИН

Назначение этого механизма – поддерживать постоянное прижатие полоза к контактному проводу во всех положениях.

В симметричном пантографе (рис. 3.52) пружина обычно воздействует на кривошип на обоих главных валах и поэтому остается горизонтальной. Это упрощает расчет и позволяет выполнить его аналитически [37].

В механизме подъемных пружин радиус кривошипа r и угол поворота главного вала 2δ считаем заданными. Неизвестные величины: натяжение пружины в нижнем положении T_n (наибольшее), жесткость половины пружины c_r (так как в дальнейшем будем рассматривать один главный вал и половину пружины) и угол установки кривошипа в среднем положении φ . Для их определения возьмем три уравнения заданных моментов в нижнем положении M_n , в среднем M_c и в верхнем M_b , т. е. будем вести расчет по трем точкам:

$$M_n = T_n r \sin(\varphi - \delta); \quad (3.23)$$

$$M_c = \{T_n - c_r r [\cos(\varphi - \delta) - \cos \varphi]\} r \sin \varphi; \quad (3.24)$$

$$M_b = \{T_n - c_r r [\cos(\varphi - \delta) - \cos(\varphi + \delta)]\} r \sin(\varphi + \delta). \quad (3.25)$$

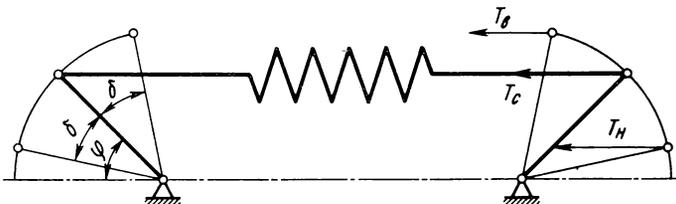


Рис. 3.52. Механизм подъемных пружин симметричного пантографа

Найдем из (3.23)

$$T_H = \frac{M_H}{r \sin(\varphi - \delta)}; \quad (3.26)$$

из (3.24)

$$T_H = \frac{M_c}{r \sin \varphi} + c_r r [\cos \varphi \cos \delta + \sin \varphi \sin \delta - \cos \varphi]; \quad (3.27)$$

из (3.25)

$$T_H = \frac{M_B}{r \sin(\varphi + \delta)} + c_r r 2 \sin \varphi \sin \delta. \quad (3.28)$$

Подставив значение T_H из формулы (3.26) в формулу (3.27) и (3.28) и преобразовав, получим

$$\frac{M_H}{r \sin(\varphi - \delta)} - \frac{M_c}{r \sin \varphi} = c_r r \left[\sin \varphi \sin \delta - 2 \cos \varphi \sin^2 \frac{\delta}{2} \right]$$

и

$$\frac{M_H}{r \sin(\varphi - \delta)} - \frac{M_B}{r \sin(\varphi + \delta)} = c_r r \cdot 2 \sin \varphi \sin \delta. \quad (3.29)$$

Для исключения c_r поделим эти формулы друг на друга:

$$\frac{M_H \sin \varphi - M_c \sin(\varphi - \delta)}{M_H \sin(\varphi + \delta) - M_B \sin(\varphi - \delta)} = \frac{\sin \varphi}{\sin(\varphi + \delta)} \frac{\sin \varphi \sin \delta - 2 \cos \varphi \sin^2 \frac{\delta}{2}}{2 \sin \varphi \sin \delta}.$$

После преобразования получим

$$\frac{M_H \sin \varphi - M_c \sin \varphi \cos \delta + M_c \cos \varphi \sin \delta}{M_H \sin \varphi \cos \delta + M_H \cos \varphi \sin \delta - M_B \sin \varphi \cos \delta + M_B \cos \varphi \sin \delta} = \frac{\frac{1}{2} \sin \varphi - \frac{1}{2} \cos \varphi \operatorname{tg} \frac{\delta}{2}}{\sin \varphi \cos \delta + \cos \varphi \sin \delta}$$

или, умножив на 2 и поделив числители и знаменатели обеих частей на $\cos \varphi$, получим

$$\frac{2M_H \operatorname{tg} \varphi - 2M_c \operatorname{tg} \varphi \cos \delta + 2M_c \sin \delta}{M_H \operatorname{tg} \varphi \cos \delta + M_H \sin \delta - M_B \operatorname{tg} \varphi \cos \delta + M_B \sin \delta} = \frac{\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{tg} \frac{\delta}{2}}{\operatorname{tg} \varphi \cos \delta + \sin \delta}.$$

Освобождаясь от знаменателя, получим

$$\begin{aligned} & 2M_H \operatorname{tg}^2 \varphi \cos \delta - 2M_c \operatorname{tg}^2 \varphi \cos^2 \delta + 2M_c \operatorname{tg} \varphi \sin \delta \cos \delta + 2M_H \operatorname{tg} \varphi \sin \delta - \\ & - 2M_c \operatorname{tg} \varphi \sin \delta \cos \delta + 2M_c \sin^2 \delta = M_H \operatorname{tg}^2 \varphi \cos \delta + M_H \operatorname{tg} \varphi \sin \delta - M_B \operatorname{tg}^2 \varphi \cos \delta + \\ & + M_B \operatorname{tg} \varphi \sin \delta - M_H \operatorname{tg} \varphi \cos \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} - M_H \sin \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} + M_B \operatorname{tg} \varphi \cos \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} - M_B \sin \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2}, \end{aligned}$$

т. е. имеем квадратное уравнение вида

$$A \operatorname{tg}^2 \varphi + B \operatorname{tg} \varphi + C = 0. \quad (3.30)$$

Здесь

$$A = 2M_H \cos \delta - 2M_c \cos^2 \delta - M_H \cos \delta + M_B \cos \delta,$$

или

$$A = (M_H - 2 M_C \cos \delta + M_B) \cos \delta; \quad (3.31)$$

$$B = 2 M_C \sin \delta \cos \delta + 2 M_H \sin \delta - 2 M_C \sin \delta \cos \delta - M_H \sin \delta - M_B \sin \delta + \\ + M_H \cos \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} - M_B \cos \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2},$$

или

$$B = (M_H - M_B) \left(\sin \delta + \cos \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} \right) = (M_H - M_B) \frac{\sin \delta \cos \frac{\delta}{2} + \cos \delta \sin \frac{\delta}{2}}{\cos \frac{\delta}{2}}.$$

Отсюда

$$B = (M_H - M_B) \frac{\sin \frac{3}{2} \delta}{\cos \frac{\delta}{2}}; \quad (3.32)$$

$$C = 2 M_C \sin^2 \delta + M_H \sin \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} + M_B \sin \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2},$$

или

$$C = 2 M_C \sin^2 \delta + 2 (M_H + M_B) \sin^2 \frac{\delta}{2}. \quad (3.33)$$

Из формулы (3.32) видно, что B влияет на M_H и M_B , т. е. на наклон силовой характеристики токоприемника. Аналогично из формулы (3.31) видно, что A влияет на вогнутость. Следовательно, изменяя A и B , можно управлять параметрами характеристики.

При проектировании механизма следует найти по формуле (3.30) угол φ , по (3.26) наибольшее усилие пружины и из (3.29) жесткость, т. е.

$$c_r = \frac{\frac{M_H}{\sin(\varphi - \delta)} - \frac{M_B}{\sin(\varphi + \delta)}}{2 r^2 \sin \varphi \sin \delta}.$$

Из двух корней квадратного уравнения (3.30) следует брать тот, при котором жесткость c_r будет более конструктивной.

Для контроля целесообразно по формулам (3.23) – (3.25) подсчитать значения моментов и проверить их совпадение с заданными.

Следует отметить, что в формулу (3.29) входит $c_r r^2$, поэтому необязательно задаваться величиной r , а можно также при заданной жесткости пружины c_r подбирать соответствующий радиус r .

Пример. Рассмотрим токоприемник П-1 (приведенный вес звеньев принят постоянным). Считаем заданными $M_H = 4890,8$ кгс/см, $\delta = 18^\circ 45'$, $M_C = 4421,4$ кгс/см, $r = 10$ см, $M_B = 3493,5$ кгс/см.

По формуле (3.31) найдем $A = (4890,8 - 2 \cdot 4421,4 \cos 18^\circ 45' + 3493,5) \cos 18^\circ 45' = 10,21$, по формуле (3.32) определим $B = (4890,8 - 3493,5) \frac{\sin 28^\circ 7'}{\cos 9^\circ 23'} = 667,6$; по формуле (3.33) найдем $C =$

$$= 2 \cdot 4421,4 \sin^2 18^\circ 45' + (4890,8 + 3493,5) \sin^2 9^\circ 23' = 1136,1;$$

по формуле (3.30) определим

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} = -\frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q} = \frac{p}{2} \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{q}{\left(\frac{p}{2}\right)^2}} \right)^2$$

где

$$\frac{p}{2} = \frac{B}{2A} = \frac{667,6}{2 \cdot 10,21} = 32,7;$$

$$q = \frac{C}{A} = \frac{1136,1}{10,21} = 111,2;$$

$$\operatorname{tg} \varphi = -32,7 \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{111,2}{(32,7)^2}} \right)$$

$$\varphi_1 = 115^\circ 26' \text{ и } \varphi_2 = 90^\circ 54'.$$

Так как первое значение дает очень невыгодную величину жесткости пружины, его опускаем и принимаем $\varphi = 90^\circ 54'$. Из формулы (3.29) жесткость половины пружины

$$c_r = \frac{\frac{M_H}{\sin(\varphi - \delta)} - \frac{M_B}{\sin(\varphi + \delta)}}{2r^2 \sin \varphi \sin \delta} = \frac{\frac{4890,8}{\sin(90^\circ 54' - 18^\circ 45')} - \frac{3493,5}{\sin(90^\circ 54' + 18^\circ 45')}}{2 \cdot 10^2 \sin 90^\circ 54' \cdot \sin 18^\circ 45'} = 22,2 \text{ кгс/см.}$$

Так как в токоприемнике П-1 применяются две пружины, жесткость каждой из них равна $\frac{22,2}{4} = 5,5$ кгс/см. По формуле (3.23) наибольшее натяжение каждой пружины

$$\frac{T_H}{2} = \frac{M_H}{2r \sin(\varphi - \delta)} = \frac{4890,8}{2 \cdot 10 \sin(90^\circ 54' - 18^\circ 45')} = 258 \text{ кгс.}$$

В асимметричных токоприемниках один главный вал. Поэтому второй конец пружины нельзя соединить со вторым кривошипом, а приходится присоединять к неподвижной точке (рис. 3.53). Такой механизм встречается и в симметричных токоприемниках, например в токоприемнике М7. Пружина здесь при подъеме пантографа изменяет свое направление, поэтому зависимости для ее длины s и плеча p получаются более сложными и практически расчет механизма выгоднее вести подбором.

Так же, как и в симметричном токоприемнике, расчет будем вести по трем точкам:

нижней с $x_H = \varphi - \delta$ и $s = s_H$;

средней с $x_C = \varphi$ и $s = s_C$;

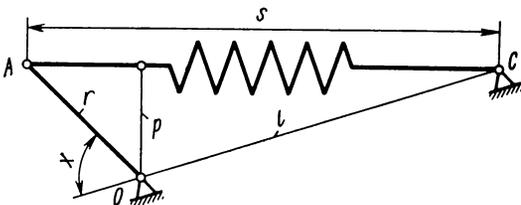
верхней с $x_B = \varphi + \delta$ и $s = s_B$.

Найдем жесткость пружины на участке между нижним и средним положениями:

$$c_H = \frac{T_H - T_C}{s_H - s_C} \quad (3.34)$$

и на участке между средним и верхним положениями

$$c_B = \frac{T_C - T_B}{s_C - s_B}. \quad (3.35)$$



¹ Формула приводится потому, что она оказалась очень удобной для расчетов на микрокалькуляторе (Решетов Л. Н. Решение квадратного уравнения на счетной линейке. — Труды МВТУ, 1973, № 160, с. 112—115).

Рис. 3.53. Механизм подъемных пружин асимметричного пантографа

Эти жесткости должны быть равны, что и целесообразно использовать для подбора значения угла φ .

Из треугольника OAC (см. рис. 3.53) найдем

$$s = \sqrt{r^2 + l^2 + 2rl \cos x}.$$

Для счетной линейки ее целесообразно привести к виду

$$s = \sqrt{r^2 + l^2} \sqrt{1 + \frac{2rl}{r^2 + l^2} \cos x}$$

или

$$s = \sqrt{A} \sqrt{1 + B \cos x}, \quad (3.36)$$

где один раз для всех значений угла вычисляются величины

$$A = r^2 + l^2 \text{ и } B = \frac{2rl}{r^2 + l^2}.$$

Конечно, определять s можно по любой из формул для решения треугольника по двум сторонам и одному углу. Площадь треугольника OAC равна

$$\frac{1}{2} ps = \frac{1}{2} rl \sin x,$$

откуда

$$p = \frac{rl \sin x}{s}.$$

Усилие пружины

$$T = \frac{M}{p} \text{ или } T = \frac{Ms}{rl \sin x}. \quad (3.37)$$

При подборе следует, задаваясь значением φ по формуле (3.36), находить s_n , s_c и s_b и по формуле (3.37) T_n , T_c и T_b . Потом определять c_n и c_b по (3.34) и (3.35). Целесообразно вычертить график зависимости этих жесткостей от угла φ . Это позволит обнаружить ошибки расчета и ускорит решение задачи.

Если $c_n > c_b$, следует угол φ увеличить, а если $c_n < c_b$ — уменьшить.

Подъемные пружины, обычно воздействующие на кривошпы, соединенные с главными валами (рис. 3.54), должны обеспечить постоянство прижатия лыжи к контактному проводу. Для этого в конструкции пантографа предусмотрено регулирование не только среднего усилия нажатия, но и усилия в отдельных точках. Для такого регулирования в пантографе ДЖ-4 предусмотрено два комплекта пружин (рис. 3.54, а). У наружных пружин кривошпы закреплены под большим углом, чем у внутренних. Благодаря этому подтягиванием наружных пружин можно усилить нажатие при высоких положениях пантографа, а подтягиванием внутренних — при низких.

Несколько иная регулировка применена в пантографах П-7: в них можно регулировать усилие пружины и угол крепления кривошпы (рис. 3.54, б) (конструкция В. А. Шияна).

В пантографе П-3А (рис. 3.54, в) палец кривошпы насажен на эксцентрик, поворотом которого изменяют угол крепления. Эксцентрик контрят болтом. Постоянства усилия нажатия достигают путем проб. Это труднее, чем у пантографа ДЖ-4, тем более, что при повороте эксцентрика меняется не только угол, но и радиус кривошпы, который также влияет на усилие нажатия лыжи.

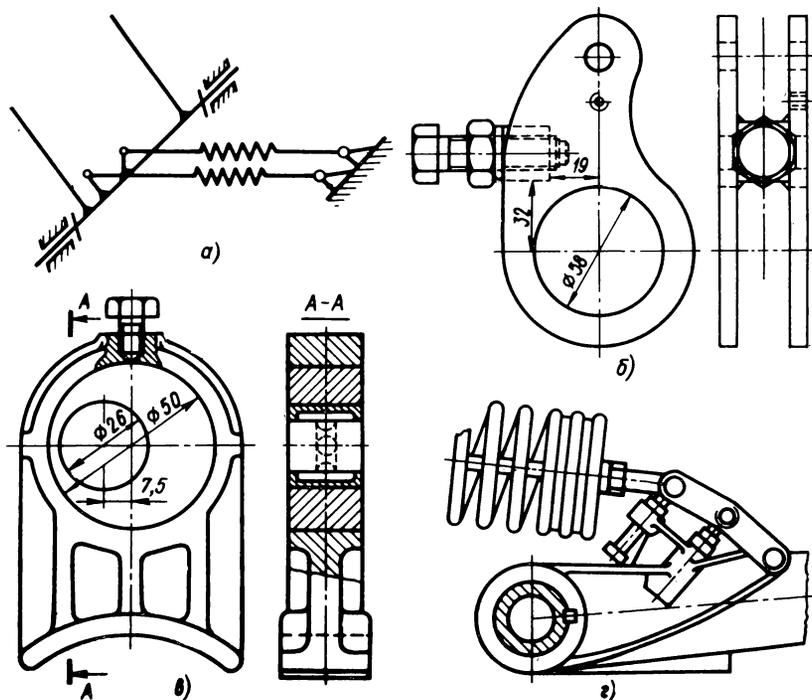


Рис. 3.54. Механизмы, применяемые для регулировки контактного нажатия в отдельных точках рабочей высоты пантографов: а – ДЖ-4; б – П-7; в – П-3А; г – 9РР и 10РР

Регулирование в трех точках имеется в пантографах 9РР и 10РР чешских электровозов серии ЧС-1, ЧС-2 и ЧС-3 (рис. 3.54, г). Здесь между пружиной и главным валом установлена цепная передача. Усилие нажатия в верхней точке рабочей высоты регулируют натяжением пружины; в середине рабочей высоты – первым болтом, устанавливающим плечо силы пружины в этом положении; в нижней точке рабочей высоты – вторым болтом [1].

Единственным недостатком этого механизма является его сложность.

Регулирование изменением жесткости пружины путем ввинчивания тарелок и изменения числа работающих витков (применяется в центробежных регуляторах) в пантографах не получило распространения.

Для получения постоянного контакта нажатия надо не только правильно спроектировать механизм подъемных пружин, но и отрегулировать его, чтобы устранить влияние всех допусков, неизбежных при изготовлении. Механизмы для такого регулирования были описаны выше (см. рис. 3.54).

Рассмотрим механизм пантографа П-7 (см. рис. 3.54, б), у которого регулируется угол φ . Он позволяет отрегулировать нажатие в двух точках, обычно верхней и нижней (так как регулируются два параметра – усилие пружины и угол φ). Если сюда добавить регулирование жесткости пружины ввинчиванием и вывинчиванием тарелок, то получим регулирование по трем точкам, что вполне достаточно.

Условимся характеристики пантографа, т. е. зависимости усилия нажатия от высоты, называть с учетом того места, где имеется перегрузка и, следовательно,

где момент больше расчетного. Таким образом, может быть перегрузка наверху (верхняя), внизу (нижняя) и в середине (средняя).

Верхнюю перегрузку устраняют увеличением угла φ (отвинчиванием винта, регулирующего угол) или увеличением жесткости пружины, сокращая число рабочих витков путем ввинчивания тарелок. Нижнюю перегрузку устраняют уменьшением угла φ завинчиванием винта, регулирующего угол, или вывинчиванием тарелок пружины (уменьшением жесткости).

Среднюю перегрузку, как показали расчеты, устраняют увеличением угла φ (отвинчиванием винта) с одновременным уменьшением жесткости пружины (вывинчиванием тарелок). При средней недогрузке следует завинчивать винт кривошипа и тарелки пружины.

Для повышения производительности труда или при регулировании следует разработать таблицы, в которых для отклонения контактного нажатия в данной точке были бы даны все регулировочные параметры.

Таким образом, можно обойтись без сложной цепной передачи и в простом механизме обеспечить регулировку характеристики по трем точкам.

3.13. ПОПЕРЕЧНАЯ ЖЕСТКОСТЬ ТОКОПРИЕМНИКА С ДВУМЯ РЫЧАГАМИ НА ГЛАВНОМ ВАЛУ

Поперечную жесткость необходимо определять для оценки периода собственных колебаний пантографов, что особенно важно на больших скоростях. Этому вопросу посвящена работа [59], которая издана 20 лет назад. В ней рассматриваются рычаги с постоянным сечением, а в современных пантографах оно сильно изменяется. Например, у пантографа П-5 момент инерции сечения на конце рычага равен $1,09 \text{ см}^4$, а у основания $27,9 \text{ см}^4$.

Неверно учтена деформация главного вала, в кручении введен коэффициент $1/2$, в изгибе не учтено усилие от продольной тяги верхней рамы. Это не позволило ему установить, в каком положении жесткость наименьшая. Точнее решил эту задачу А. В. Плак.

Рассмотрим жесткость токоприемников, у которых нижняя рама состоит из главного вала (обычно полого) и двух рычагов в виде конических труб. Стержни верхних рам работают только на растяжение и сжатие, и деформации их ничтожны.

Например, труба 30/28 мм длиной 1800 мм при нагрузке 1 кгс будет растягиваться на

$$f = \frac{Ql}{EF} = \frac{1 \cdot 180}{2 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 2,9 \cdot 0,1} = 0,0001 \text{ см} = 0,001 \text{ мм}.$$

Поэтому верхние рамы принято рассматривать как абсолютно жесткую систему и учитывать только деформацию нижних рам.

Встречаются рычаги нижних рам (рис. 3.55) с сечением из двух полуколец со средним диаметром d и толщиной δ и двух прямоугольных проставок $h \times \delta$ (пантограф 10РР). Наиболее распространены рычаги в виде полый конической трубы с постоянной толщиной δ .

Вследствие малой толщины δ воспользуемся приближенными формулами для момента инерции кольца.

Момент инерции сечения относительно оси y

$$J_y = \frac{\pi}{8} \delta d^3 + 2 h \delta \left(\frac{d}{2} \right)^2$$

или

$$J_y = \frac{\pi}{8} \delta d^3 + \frac{h}{2} \delta d^2. \quad (3.38)$$

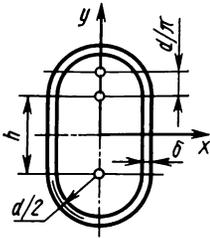


Рис. 3.55. Сечение рычага нижней рамы токоприемника

Определим момент инерции относительно оси x . Моменты инерции полукольца равны:

$$\text{относительно диаметра } \frac{1}{2} \frac{\pi}{8} \delta d^3;$$

$$\text{относительно его центра тяжести } \frac{1}{2} \frac{\pi}{8} \delta d^3 - \frac{\pi d}{2} \delta \left(\frac{d}{\pi} \right)^2$$

$$\text{относительно средней оси } \frac{1}{2} \frac{\pi}{8} \delta d^3 - \frac{\pi d}{2} \delta \left(\frac{d}{\pi} \right)^2 + \frac{\pi d}{2} \delta \left(\frac{h}{2} + \frac{d}{\pi} \right)^2$$

Весь момент инерции сечения из двух полуколец и двух прямоугольников

$$J_x = \frac{\pi}{8} \delta d^3 + \pi d \delta \left[\left(\frac{h}{2} + \frac{d}{\pi} \right)^2 - \left(\frac{d}{\pi} \right)^2 \right] + 2 \frac{\delta h^3}{12},$$

или

$$J_x = \frac{\delta h^3}{6} + \frac{\pi}{4} \delta h^2 d + \delta h d^2 + \frac{\pi}{8} \delta d^3. \quad (3.39)$$

Обозначим индексом 1 размеры сечения на конце, а индексом 2 у основания. Дальнейшие рассуждения будут применимы к изгибу в обеих плоскостях, поэтому индексы x и y в этом смысле применяться не будут; ось x будет направляться вдоль рычага, а ось y по направлению прогиба.

При прямолинейной образующей размер d в зависимости от длины рычага изменяется по линейному закону

$$d = d_1 + cx. \quad (3.40)$$

Пропорционально ему изменяется и h .

Из (3.38) и (3.39) видно, что во всех членах сумма показателей степеней d и h равна трем. Поэтому моменты инерции пропорциональны третьей степени диаметра, т. е.

$$\frac{J}{J_1} = \left(\frac{d}{d_1} \right)^3 = \left(\frac{d_1 + cx}{d_1} \right)^3$$

Для круглого сечения и сечений, у которых контуры средней линии подобны, эта зависимость точная, для остальных приближенная.

Определим деформацию консольной балки с сечением по рис. 3.55. Дифференциальное уравнение упругой линии $EJ_1 y'' = Qx$, или, после подстановки значения J ,

$$EJ_1 \left(\frac{d_1 + cx}{d_1} \right)^3 y'' = Qx.$$

Отсюда

$$y'' = \frac{Qd_1^3}{EJ_1} \frac{x}{(d_1 + cx)^3}.$$

Интегрируя, получим

$$y' = \frac{Qd_1^3}{EJ_1} \frac{1}{c^2} \left[-\frac{1}{d_1 + cx} + \frac{d_1}{2(d_1 + cx)^2} \right] + C_1.$$

При $x = l$ $y' = 0$ и $d_1 + cx = d_2$, поэтому

$$C_1 = \frac{Qd_1^3}{EJ_1c^2} \left[\frac{1}{d_2} - \frac{d_1}{2d_2^2} \right].$$

Интегрируя вторично, имеем

$$y = \frac{Qd_1^3}{EJ_1c^2} \left[-\frac{1}{c} \ln(d_1 + cx) - \frac{d_1}{2c} \frac{1}{d_1 + cx} \right] + C_1x + C_2.$$

При $x = l$ $d = d_1 + cx = d_2$; $y = 0$.

Тогда

$$C_2 = \frac{Qd_1^3}{EJ_1c^2} \left[\frac{1}{c} \ln d_2 + \frac{1}{2c} \frac{d_1}{d_2} - \frac{l}{d_2} + \frac{d_1l}{2d_2^2} \right].$$

При $x = 0$ $y = f$, поэтому

$$f = \frac{Qd_1^3}{EJ_1c^2} \left[\frac{1}{c} \ln d_2 + \frac{1}{2c} \frac{d_1}{d_2} - \frac{l}{d_2} + \frac{d_1l}{2d_2^2} - \frac{1}{c} \ln d_1 - \frac{1}{2c} \right],$$

или

$$f = \frac{Qd_1^3}{EJ_1c^2} \left[\frac{1}{c} \ln \frac{d_2}{d_1} - \frac{1}{2c} \frac{d_2 - d_1}{d_2} - \frac{l}{d_2} + \frac{d_1l}{2d_2^2} \right].$$

При $x = l$ $d = d_2$ и из формулы (3.40) имеем

$$c = \frac{d_2 - d_1}{l}. \quad (3.41)$$

Подставляя это выражение в формулу для f , получим

$$f = \frac{Qd_1^3}{EJ_1} \frac{l^2}{(d_2 - d_1)^2} \left[\frac{l}{d_2 - d_1} \ln \frac{d_2}{d_1} - \frac{l}{2d_2} \left(3 - \frac{d_1}{d_2} \right) \right]. \quad (3.42)$$

Для удобства расчета определим приведенный момент инерции, т. е. момент инерции балки постоянного сечения, имеющей тот же прогиб

$$f = \frac{Ql^3}{3EJ}.$$

Подставив это значение в формулу (3.42), получим

$$J = \frac{J_1 \left(\frac{d_2 - d_1}{d_1} \right)^3}{3 \left[\ln \frac{d_2}{d_1} - \frac{d_2 - d_1}{2d_2} \left(3 - \frac{d_1}{d_2} \right) \right]} \quad (3.43)$$

Обозначим

$$\sqrt[3]{\frac{J_2}{J_1}} = \frac{d_2}{d_1} = k. \quad (3.44)$$

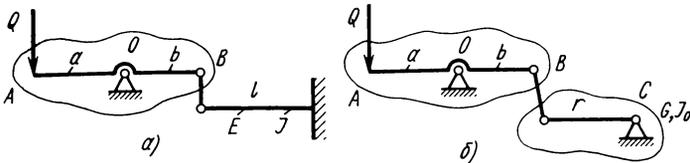


Рис. 3.56. Воздействие силы на деформируемое звено через абсолютно жесткий рычаг: *а*—при деформации изгиба; *б*—при деформации кручения

Подставляя значение k в формулу (3.43), получим

$$J = \frac{J_1 (k - 1)^3}{3 \left[\ln k - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{k} \right) \left(3 - \frac{1}{k} \right) \right]} \quad (3.45)$$

Формулы (3.44) и (3.45) будем применять для изгиба рычагов в обеих плоскостях.

Установим некоторые закономерности в случае, когда силы передаются через абсолютно жесткий механизм.

Верхние рамы вследствие ничтожных деформаций рассматриваем как абсолютно жесткий механизм, передающий силы на нижние рамы (деформируемые) и преобразующий деформации нижних рам в поперечные перемещения верхнего узла.

Начнем с упрощенного примера, где передаточным механизмом служит рычаг AOB , а деформируемым звеном — консольная балка (рис. 3.56, *а*) или торсион (рис. 3.56, *б*).

Сила в точке B равна $Q \frac{a}{b}$.

Деформация в точке B равна $Q \frac{a}{b} \frac{l^3}{3EJ}$.

Деформация в точке A

$$Q \frac{a}{b} \frac{l^3}{3EJ} \frac{a}{b} = \frac{Ql^3}{3EJ} \left(\frac{a}{b} \right)^2$$

но $\frac{a}{b} = u$ — передаточное отношение, поэтому деформация в точке A

$$f_A = \frac{Ql^3}{3EJ} u^2.$$

Обозначим через l длину торсиона. Момент в точке C (см. рис. 3.56, *б*)

равен $Q \frac{ar}{b}$. Угловая деформация торсиона равна $Q \frac{ar}{b} \frac{l}{GJ_0}$.

В точке A деформация

$$f_A = Q \frac{ar}{b} \frac{l}{GJ_0} \frac{ra}{b} = \frac{Ql}{GJ_0} \left(\frac{ar}{b} \right)^2$$

Рис. 3.57. Схема сил, действующих на рамы токоприемника (нагруженные элементы показаны жирными линиями)

Здесь $\frac{ar}{b}$ (хотя его размерность и линейная, а не нулевая) можно условно назвать «передаточным отношением» (чтобы не вводить новых терминов).

Тогда

$$f_A = \frac{Ql}{QJ_0} u^2.$$

Можно доказать эту зависимость и в общем виде: передаточный механизм преобразует силу в u раз, потом деформацию упругого (деформируемого) звена преобразует в u раз, итого в u^2 раз. Передаточное отношение можно находить как по отношению сил (конечно, без учета трения), так и по обратному отношению перемещений. Целесообразно делать это по силам.

Рассмотрим одну верхнюю раму и одну нижнюю раму (рис. 3.57), угол между плоскостями которых обозначим через γ . Для обычного четырехрычажного пантографа это будет половина механизма, а действительная жесткость будет в 2 раза выше.

Для токоприемников WVSS = 54 (Австрия) и DBS-54 (ФРГ) это будет действительная жесткость.

Из подобия треугольников на рис. 3.57 можно записать

$$\frac{R_2}{Q} = \frac{l_2}{a} \quad (3.46)$$

Сила, изгибающая рычаг в торцевой плоскости, равна $R_2 \sin \gamma$. Передаточное отношение

$$\frac{R_2 \sin \gamma}{Q} = \frac{l_2 \sin \gamma}{a}.$$

Обозначим через J_x и J_y приведенные моменты инерции сечения рычага. Тогда на основании выведенной закономерности перемещение верхнего узла от этой

деформации будет равно $\frac{Ql_1^3}{3EJ_x} \left(\frac{l_2 \sin \gamma}{a} \right)^2$, а для двух рычагов перемещение

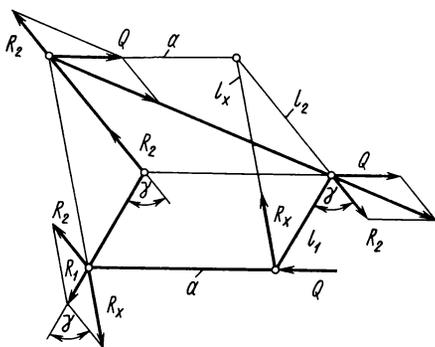
$$f_1 = \frac{2}{3} Q \frac{l_1^3 l_2^2 \sin^2 \gamma}{EJ_x a^2}. \quad (3.47)$$

В осевой плоскости сила, изгибающая рычаг, будет Q , т. е. передаточное отношение будет равно единице. Поэтому перемещение верхнего узла

$$f_2 = Q \frac{l_1^3}{3EJ_y}. \quad (3.48)$$

Момент, скручивающий главный вал, $M_k = R_2 \sin \gamma l_1$.

Передаточное отношение $\frac{R_2 \sin \gamma l_1}{Q} = \frac{l_1 l_2 \sin \gamma}{a}$.



Обозначим через J_0 полярный момент инерции сечения главного вала. Перемещение верхнего узла от скручивания главного вала.

$$f_3 = \frac{Qa}{GJ_0} \left(\frac{l_1 l_2 \sin \gamma}{a} \right)^2 = \frac{Q l_1^2 l_2^2}{GJ_0 a} \sin^2 \gamma. \quad (3.49)$$

Чтобы найти силу R_1 , изгибающую главный вал, возьмем моменты сил, действующих в плоскости нижней рамы:

$$R_1 = Q \frac{l_1}{a}. \quad (3.50)$$

Эту силу можно найти и иначе, путем сложения силы R_2 и силы R_x , действующей на подшипник главного вала. Сила R_x найдется из условия равновесия внешних сил обеих рам:

$$R_x = Q \frac{l_x}{a}. \quad (3.51)$$

Силу R_2 , действующую на конец рычага, можно заменить такой же силой, но действующей на главный вал, и моментом $M_k = R_2 \sin \gamma l_1$, скручивающим главный вал (момент был учтен выше).

Равнодействующая сил R_2 и R_x будет изгибать главный вал. Найдем ее из параллелограмма сил на рис. 3.57. Рассмотрим треугольники со сторонами R_x , R_1 , R_2 и l_x , l_1 , l_2 , где $R_x \parallel l_x$ и $R_2 \parallel l_2$, поэтому угол между R_x и R_2 равен углу между l_x и l_2 , и на основании формул (3.51) и (3.46) получаем

$$\frac{Q}{a} = \frac{R_x}{l_x} = \frac{R_2}{l_2},$$

т. е. стороны пропорциональны. Поэтому треугольники подобны, т. е. $R_1 \parallel l_1$ и

$$\frac{Q}{a} = \frac{R_x}{l_x} = \frac{R_2}{l_2} = \frac{R_1}{l_1},$$

откуда $\frac{R_1}{Q} = \frac{l_1}{a}$, т. е. получается та же формула (3.50). Передаточное отно-

шение здесь будет $\frac{l_1}{a}$.

Обозначая через J_b момент инерции сечения главного вала, будем иметь перемещение верхнего узла от изгиба главного вала

$$f_4 = \frac{Qa^3}{3EJ_b} \left(\frac{l_1}{a} \right)^2 = \frac{Qal_1^2}{3EJ_b}. \quad (3.52)$$

Поперечное перемещение верхнего узла от силы Q

$$f = f_1 + f_2 + f_3 + f_4.$$

Отсюда получим перемещение на 1 кгс, подставляя в эту формулу значения деформаций из формул (3.47) – (3.49) и (3.52):

$$\frac{f}{Q} = \frac{2}{3} \frac{l_1^3 l_2^2}{EJ_x a^2} \sin^2 \gamma + \frac{l_1^3}{3EJ_y} + \frac{l_1^2 l_2^2}{GJ_0 a} \sin^2 \gamma + \frac{al_1^2}{3EJ_b}. \quad (3.53)$$

Наиболее важно максимальное перемещение, которое будет при $\gamma = 90^\circ$, т. е. когда верхняя и нижняя рамы стоят под прямым углом. Для этого случая

$$\frac{f_{\max}}{Q} = \frac{2}{3} \frac{l_1^3 l_2^2}{EJ_x a^2} + \frac{l_1^3}{3EJ_y} + \frac{l_1^2 l_2^2}{GJ_0 a} + \frac{a l_1^2}{3EJ_B}. \quad (3.54)$$

Пример 1. Пантограф П-5: $a = 113,5$ см; $l_2 = 175,8$ см; $\delta = 0,15$ см; $l_1 = 122,0$ см, но рычаг насажен на рог главного вала, уменьшающий деформируемую длину на 19,5 см. Поэтому при подсчете изгиба будем считать $l_1 = 101,5$ см, рычаг имеет $d_1 = 2,5 + 0,15 = 2,65$ см, $d_2 = 7,65 + 0,15 = 7,80$ см, главный вал $D = 8,83$ см, $d = 7,5$ см.

Найдем

$$J_1 = \frac{\pi}{8} \delta d_1^3 = \frac{\pi}{8} 0,15 \cdot 2,65^3 = 1,095 \text{ см}^4;$$

$$J_2 = \frac{\pi}{8} 0,15 \cdot 7,80^3 = 27,9 \text{ см}^4.$$

По формуле (3.44) определим

$$k = \sqrt[3]{\frac{J_2}{J_1}} = \sqrt[3]{\frac{27,9}{1,095}} = 2,94;$$

$$\frac{1}{k} = 0,340; \quad 1 - \frac{1}{k} = 0,660;$$

по формуле (3.45) найдем

$$J = \frac{1,095 \cdot 1,94^3}{3 \left(\ln 2,94 - \frac{1}{2} \cdot 0,660 \cdot 2,66 \right)} = 13,32 \text{ см}^4.$$

$$\text{Для сравнения определим } \frac{J_1 + J_2}{2} = \frac{1,095 + 27,9}{2} = 14,5 \text{ см}^4.$$

Найдем для главного вала

$$J_B = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} (8,83^4 - 7,5^4) = \frac{\pi}{64} (6085 - 3160) = 143,5 \text{ см}^4;$$

$$J_0 = 2 J_B = 287 \text{ см}^4.$$

По формуле (3.54) тангенциальный изгиб рычагов

$$\frac{f_1}{Q} = \frac{2}{3} \frac{l_1^3 l_2^2}{EJ_x a^2} = \frac{2}{3} \frac{101,5^3 \cdot 175,8^2}{2 \cdot 10^6 \cdot 13,32 \cdot 113,5^2} = 0,0629 \text{ см/кгс (65,8\%);}$$

осевой изгиб рычага

$$\frac{f_2}{Q} = \frac{l_1^3}{3EJ_y} = \frac{101,5^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 13,32} = 0,0131 \text{ см/кгс (13,7\%);}$$

кручение вала

$$\frac{f_3}{Q} = \frac{l_1^2 l_2^2}{GJ_0 a} = \frac{122^2 \cdot 175,8^2}{8 \cdot 10^5 \cdot 287 \cdot 113,5} = 0,0176 \text{ см/кгс (18,4\%);}$$

изгиб вала

$$\frac{f_4}{Q} = \frac{a l_1^2}{3EJ_0} = \frac{113,5 \cdot 122^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 143,5} = 0,0020 \text{ см/кгс (2,1\%);}$$

максимальный изгиб для половины пантографа

$$\frac{f_{\max}}{Q} = 0,0956 \text{ см/кгс (100\%).}$$

Так как расчет сделан для одной половины, то для двух половин

$$\frac{f_{\max}}{Q} = \frac{0,0956}{2} = 0,0478 \text{ см/кгс.}$$

Пример 2. Пантограф 10РР; $a = 110$ см; $l_1 = 120$ см; $l_2 = 180,1$ см; $\delta = 0,2$ см. Сечение рычага по рис. 3.55: $d_1 = 2,6$ см; $d_2 = 5,8$ см; $h_1 = 2,0$ см; $h_2 = 4,0$ см; размеры главного вала: $D = 7,4$ см; $d = 4,8$ см.

По формуле (3,38) найдем

$$J_{y1} = \frac{\pi}{8} 0,2 \cdot 2,6^3 + \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 2,6^2}{2} = 1,381 + 1,354 = 2,735 \text{ см}^4;$$

$$J_{y2} = \frac{\pi}{8} 0,2 \cdot 5,8^3 + \frac{4 \cdot 0,2 \cdot 5,8^2}{2} = 15,30 + 13,46 = 28,76 \text{ см}^4;$$

по формуле (3,44) определим

$$k_y = \sqrt{\frac{28,76}{2,735}} = 2,19; \quad \frac{1}{k_y} = 0,456; \quad 1 - \frac{1}{k_y} = 0,544;$$

по формуле (3,45) рассчитаем

$$J_y = \frac{2,735 \cdot 1,19^3}{3 \left(\ln 2,19 - \frac{1}{2} 0,544 \cdot 2,544 \right)} = 16,8 \text{ см}^4;$$

для сравнения найдем

$$\frac{J_{y1} + J_{y2}}{2} = \frac{2,735 + 28,76}{2} = 15,7 \text{ см}^4.$$

По формуле (3,39) рассчитаем

$$J_{x1} = \frac{0,2 \cdot 2^3}{6} + \frac{\pi}{4} 0,2 \cdot 2^2 \cdot 2,6 + 0,2 \cdot 2 \cdot 2,6^2 + \frac{\pi}{8} 0,2 \cdot 2,6^3 = 0,267 + 1,633 + 2,710 + 1,382 = 5,992 \text{ см}^4;$$

$$J_{x2} = \frac{0,2 \cdot 4^3}{6} + \frac{\pi}{4} 0,2 \cdot 4^2 \cdot 5,8 + 0,2 \cdot 4 \cdot 5,8^2 + \frac{\pi}{8} 0,2 \cdot 5,8^3 = 2,13 + 14,6 + 26,9 + 15,30 = 58,9 \text{ см}^4;$$

по формуле (3,44) найдем

$$k_x = \sqrt[3]{\frac{58,9}{5,99}} = 2,143; \quad \frac{1}{k_x} = 0,466; \quad 1 - \frac{1}{k_x} = 0,534;$$

по формуле (3,45)

$$J_x = \frac{5,99 \cdot 1,143^3}{3 \left(\ln 2,143 - \frac{1}{2} 0,534 \cdot 2,534 \right)} = 35,1 \text{ см}^4;$$

для сравнения найдем

$$\frac{J_{x1} + J_{x2}}{2} = \frac{5,99 + 58,9}{2} = 32,44 \text{ см}^4.$$

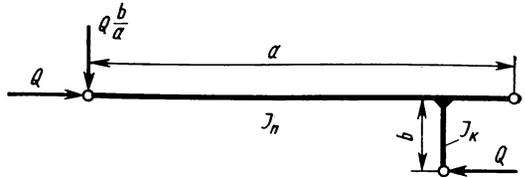
Момент инерции главного вала

$$J_B = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} (7,4^4 - 4,8^4) = \frac{\pi}{64} (2999 - 530,8) = 121 \text{ см}^4.$$

Полярный момент инерции $J_0 = 2 \text{ см}^4$; $J_B = 242 \text{ см}^4$. По формуле (3,54) найдем тангенциальный изгиб рычагов

$$\frac{f_1}{Q} = \frac{2}{3} - \frac{l_1^2 l_2^2}{E J_x a^2} = \frac{2}{3} \frac{120^3}{2,10 \cdot 10^6 \cdot 35,1} \left(\frac{180,1}{110} \right)^2 = 0,0440 \text{ см/кгс (51,5\%);}$$

Рис. 3.58. Основание верхней каретки (поперечная тяга) токоприемника по рис. 3.43, б



осевой изгиб рычага

$$\frac{f_2}{Q} = \frac{l_1^3}{3EJ_y} = \frac{120^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 168} = 0,0172 \text{ см/кгс (20,1\%);}$$

кручение вала

$$\frac{f_3}{Q} = \frac{l_1^2 l_2}{GJ_0 a} = \frac{120^2 \cdot 180,1}{8 \cdot 10^5 \cdot 242 \cdot 110} = 0,0220 \text{ см/кгс (25,8\%);}$$

изгиб вала

$$\frac{f_4}{Q} = \frac{a l_1^2}{3EJ_B} = \frac{110 \cdot 120^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 121} = 0,0022 \text{ см/кгс (2,6\%);}$$

максимальный изгиб для половины пантографа

$$\frac{f_{\max}}{Q} = 0,0854 \text{ см/кгс (100,0\%);}$$

максимальный изгиб для всего пантографа

$$\frac{f_{\max}}{Q} = \frac{0,0854}{2} = 0,0427 \text{ см/кгс.}$$

Для токоприемника (см. рис. 3.43, б), у которых точка присоединения косых тяг к основанию верхней каретки смещена вниз на $b = 120$ мм (для устранения избыточных связей), рассмотрим деформацию поперечной тяги (рис. 3.58). Сила, изгибающая поперечную тягу,

равна $Q \frac{b}{a}$, а передаточное число равно $\frac{b}{a}$.

Перемещение верхнего узла за счет изгиба поперечной тяги.

$$f_5 = \frac{Q a^3}{3EJ_{\Pi}} \left(\frac{b}{a} \right)^2 = \frac{Q a b^2}{3EJ_{\Pi}}. \quad (3.55)$$

Перемещение верхнего узла за счет изгиба вертикального стержня найти еще проще, так как изгибающая сила равна Q и передаточное отношение равно единице, т. е.

$$f_6 = \frac{Q b^3}{3EJ_K} \quad (3.56)$$

Подсчитаем эти перемещения. Момент инерции одинаковый для поперечной и вертикальной тяг:

$$J_{\Pi} = J_K = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} (2,14^4 - 1,6^4) = 0,708 \text{ см}^4.$$

По формуле (3.55)

$$\frac{f_5}{Q} = \frac{110 \cdot 12^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,708} = 0,00373 \text{ см/кгс;}$$

по формуле (3.56)

$$\frac{f_6}{Q} = \frac{12^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,708} = 0,00041 \text{ см/кгс.}$$

Полученные значения очень невелики, несмотря на то, что в расчете пренебрегли деталями, увеличивающими жесткость поперечной и вертикальной тяг. Поэтому при устранении избыточных связей поперечная жесткость останется в норме.

3.14. ПОПЕРЕЧНАЯ ЖЕСТКОСТЬ ТОКОПРИЕМНИКА С ОДНИМ РЫЧАГОМ НА ГЛАВНОМ ВАЛУ

В асимметричных токоприемниках, а также в некоторых типах симметричных, например ТЛ-13у, ТЛ-14М и П-7, применяются нижние рамы с одним рычагом на каждом главном валу (рис. 3.59). Нижняя рама в этих токоприемниках состоит из главного вала с размером $2l_n$ и моментом инерции сечения J_n и среднего вала, более короткого, с размером $2l_c$ и моментом инерции J_c , соединенных рычагом обычно постоянного сечения с размером l_1 и моментом инерции J_1 .

Верхняя рама обычно имеет трапецевидную форму. На рис. 3.59 так же, как и на рис. 3.57, нагруженные элементы показываем жирными линиями, а ненагруженные элементы и вспомогательные линии построения — тонкими.

Расположение осей координат показано на рис. 3.59. Оси y и z — в плоскости нижней рамы, ось x — перпендикулярно к ней. Покажем силы, действующие на нижнюю раму. Возьмем сумму моментов сил, действующих на верхнюю раму относительно оси y : $Ql_2 \sin \gamma - R'_c 2l_c = 0$.

Отсюда

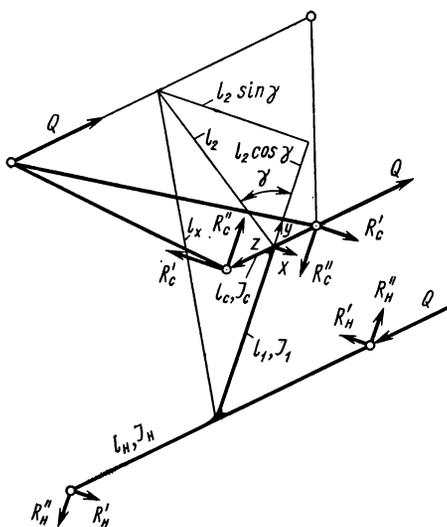
$$R'_c = Q \frac{l_2 \sin \gamma}{2l_c}. \quad (3.57)$$

На основании выведенной закономерности перемещения верхнего узла от деформации изгиба двух концов среднего вала

$$f'_c = 2 \frac{Ql_c^3}{3EJ_c} \left(\frac{l_2 \sin \gamma}{2l_c} \right)^2 = \frac{Ql_c l_2^2 \sin^2 \gamma}{6EJ_c}. \quad (3.58)$$

Сумма моментов относительно оси x

$$Q_2 l_2 \cos \gamma - R''_c \cdot 2l_c = 0.$$



Отсюда

$$R''_c = Q \frac{l_2 \cos \gamma}{2l_c}. \quad (3.59)$$

Длина l_c невелика, а увеличивать ее нельзя, так как это увеличило бы приведенную массу и аэродинамическое сопротивление. Поэтому силы R'_c и R''_c получаются очень большими, что ведет к разрушениям подшипников. Это является существенным недостатком такой схемы.

Момент, скручивающий рычаг, $M_x = R'_c \cdot 2l_c = Ql_2 \sin \gamma$.

Рис. 3.59. Силы в токоприемнике при нижней раме с одним рычагом

Соответствующее перемещение верхнего угла

$$f_k = \frac{Ql_1}{G \cdot 2J_1} (l_2 \sin \gamma)^2. \quad (3.60)$$

Здесь $2J_1$ — полярный момент сечения рычага.

Сумма моментов сил, действующих на нижнюю раму относительно оси x , $R'_c \cdot 2l_c - R'_H \cdot 2l_H = 0$.

Отсюда

$$R'_H = R'_c \frac{l_c}{l_H} = Q \frac{l_2 \sin \gamma}{2l_H}. \quad (3.61)$$

Перемещение верхнего узла от изгиба двух половин нижнего вала в плоскости xoz

$$f_H = 2 \frac{Ql_H^3}{3EJ_H} \left(\frac{l_2 \sin \gamma}{2l_H} \right) = \frac{Ql_H l_2^2 \sin^2 \gamma}{6EJ_H}. \quad (3.62)$$

Сумма моментов сил, действующих на нижнюю раму относительно оси x , $Ql_1 + R''_c \cdot 2l_c - R''_H \cdot 2l_H = 0$,

или, учитывая формулу (3.59), получим

$$Ql_1 + Ql_2 \cos \gamma - R''_H \cdot 2l_H = 0.$$

Отсюда

$$R''_H = Q \frac{l_1 + l_2 \cos \gamma}{2l_H}. \quad (3.63)$$

Перемещения верхнего узла за счет изгиба среднего и нижнего валов в плоскости $yoз$ найдем на основании выведенной общей закономерности с использованием квадрата передаточного отношения.

Для двух концов среднего вала найдем по формуле (3.59) перемещения

$$f'_c = 2 \frac{Ql_c^3}{3EJ_c} \left(\frac{l_2 \cos \gamma}{2l_c} \right)^2 = \frac{Ql_c l_2^2 \cos^2 \gamma}{6EJ_c}. \quad (3.64)$$

По формулам (3.58) и (3.62) найдем

$$f_c = f'_c + f''_c = \frac{Ql_c l_2^2}{6EJ_c}. \quad (3.65)$$

Для двух концов нижнего вала по формуле (3.63) определим

$$f''_H = 2 \frac{Ql_H^3}{2EJ_H} \left(\frac{l_1 + l_2 \cos \gamma}{2l_H} \right)^2 = \frac{Ql_H (l_1 + l_2 \cos \gamma)^2}{6EJ_H}. \quad (3.66)$$

По формулам (3.62) и (3.66) найдем

$$f_H = f'_H + f''_H = \frac{Ql_H}{6EJ_H} \left[l_2^2 \sin^2 \gamma + (l_1 + l_2 \cos \gamma)^2 \right],$$

или

$$f_H = \frac{Ql_H}{6EJ_H} [l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \gamma] = \frac{Ql_H l_x^2}{6EJ_H}. \quad (3.67)$$

Изгиб рычага в плоскости yoz учесть сложнее. Рычаг представляет собой консольную балку, на конец которой действуют сила Q и момент $M = Ql_2 \cos \gamma$. Они вызывают прогиб, который непосредственно передается верхнему узлу:

$$f_n = \frac{Ql_1^3}{3EJ_1} + \frac{Ml_1^2}{2EJ_1} = \frac{Ql_1^3}{3EJ_1} + \frac{Ql_1^2 l_2 \cos \gamma}{2EJ_1}. \quad (3.68)$$

Кроме того, Q и M вызывают поворот верхнего сечения рычага на угол θ вокруг оси x и соответствующий поворот верхней рамы, который вызовет боковое перемещение верхнего узла на величину

$$f_v = \theta l_2 \cos \gamma.$$

Подставляя в последнюю формулу значение θ , рассчитанное по обычным формулам для изгиба балок, получаем

$$f_v = \left(\frac{Ql_1^2}{2EJ_1} + \frac{Ml_1}{EJ_1} \right) l_2 \cos \gamma = \frac{Ql_1^2 l_2 \cos \gamma}{2EJ_1} + \frac{Ql_1 l_2^2 \cos^2 \gamma}{EJ_1}. \quad (3.69)$$

Полное перемещение верхнего узла на 1 кгс найдем по формулам (3.60), (3.65), (3.67) – (3.69):

$$\frac{f}{Q} = \frac{f_c + f_n + f_p + f_v + f_k}{Q}.$$

или

$$\frac{f}{Q} = \frac{l_c l_2^2}{6EJ_c} + \frac{l_n l_x^2}{6EJ_n} + \frac{l_1^3}{3EJ_1} + \frac{l_1^2 l_2 \cos \gamma}{EJ_1} + \frac{l_1 l_2^2 \cos \gamma}{EJ_1} + \frac{l_1 l_2^2 \sin^2 \gamma}{2GJ_1}, \quad (3.70)$$

или, объединяя члены, выражающие изгиб рычага, получим

$$\frac{f}{Q} = \frac{l_1 l_2^2 \sin^2 \gamma}{2GJ_1} + \frac{l_1^3}{EJ_1} \left[\frac{1}{3} + \left(\frac{l_2}{l_1} \cos \gamma \right) + \left(\frac{l_2}{l_1} \cos \gamma \right)^2 \right] + \frac{l_n l_x^2}{6EJ_n} + \frac{l_2 l_2^2}{6EJ_c}. \quad (3.71)$$

Для определения максимума подставим по формуле (3.67) значение $l_x^2 = l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \gamma$ в формулу (3.70).

Тогда можно записать

$$\frac{f}{Q} = \frac{l_c l_2^2}{6EJ_c} + \frac{l_n (l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \gamma)}{6EJ_n} + \frac{l_1^3}{3EJ_1} + \frac{l_1^2 l_2 \cos \gamma}{EJ_1} + \frac{l_1 l_2 \cos \gamma}{EJ_1} + \frac{l_1 l_2^2 \sin^2 \gamma}{2GJ_1}. \quad (3.72)$$

Продифференцируем (3.72):

$$\frac{d\left(\frac{f}{Q}\right)}{d\gamma} = -\frac{l_n l_1 l_2 \sin \gamma}{3EJ_n} - \frac{l_1^2 l_2 \sin \gamma}{EJ_1} - \frac{l_1 l_2^2 2 \cos \gamma \sin \gamma}{EJ_1} + \frac{l_1 l_2^2 \sin \gamma \cos \gamma}{GJ_1} = 0.$$

Первый корень $\sin \gamma = 0$ и $\gamma = 0$ дает максимум прогиба; сокращая предыдущее уравнение на $l_1 l_2 \sin \gamma$ и преобразовывая его, получаем

$$-\frac{l_n}{3EJ_n} - \frac{l_1}{EJ_1} - \frac{2l_2 \cos \gamma}{EJ_1} + \frac{l_2 \cos \gamma}{GJ_1} = 0;$$

умножим это выражение на $\frac{EJ_1}{l_2}$ и получим

$$-\frac{1}{3} \frac{l_n J_1}{l_2 J_n} - \frac{l_1}{l_2} - 2 \cos \gamma + \frac{E}{G} \cos \gamma = 0.$$

Отсюда

$$\cos \gamma = \frac{\frac{1}{3} \frac{l_n J_1}{l_2 J_n} + \frac{l_1}{l_2}}{\frac{E}{G} - 2}$$

При $\frac{E}{G} = 2,5$; $J_1 = J_n$ и $\frac{l_n}{l_2} = \frac{1}{4}$; $\frac{l_1}{l_2} = 0,7$

$$\cos \gamma = \frac{\frac{1}{3} \cdot \frac{1}{4} + 0,7}{2,5 - 2} = \frac{0,78}{0,5} > 1, \text{ что невозможно.}$$

Остается один корень $\gamma = 0$; так как это значение недостижимо, следует наибольшую деформацию считать при наивысшем рабочем положении полза.

3.15. ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

В многоповодковой группе, если каждый поводок накладывает одно условие связи, то подвижность равна шести минус число поводков. Для самоустанавливаемости надо выполнять определенные условия расположения поводков. В механизмах гидроприводов и вертолетов вследствие широкого применения шаровых пар избыточные связи отсутствуют и появляются только в результате ошибок конструкторов. Механизм автомата перекоса винта вертолета правильным выбором его структуры можно значительно упростить (с 13 до 7 звеньев). В гирационных дробилках известны конструкции без избыточных связей как для первичного, так и для вторичного дробления, испытанные в процессе многолетней работы. В карданных шарнирах при правильной конструкции нет избыточных связей. В кардане прокатных станов было семь избыточных связей, а в новой конструкции, применяемой в пилигримовых станах, они устранены. Интересно отметить, что муфта Ольдгема может служить карданным шарниром (кардан с кубиком). В локомотивных механизмах (шарнирных передачах) между параллельными осями избыточные связи легко устранить. При выборе схемы надо учитывать уравновешенность, число шарниров, максимальную нагрузку на шарнир и сумму нагрузок на все шарниры. В локомотивных токоприемниках устранение избыточных связей позволяет уменьшить трение в 3–4 раза и сделать его независимым от допусков на размеры звеньев (проверено в процессе работы опытной партии). Установлено, что имеется скорость, при которой контактное нажатие полза постоянно (проверено в лаборатории). Механизм подъемных пружин следует проектировать по трем точкам.

Жесткость пружины зависит от квадрата передаточного отношения в случае, когда между пружиной и расчетной точкой имеется передаточный механизм.

4.1. КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Наиболее распространена конструкция кулачкового механизма с роликовым толкателем. Толкатель движется в направляющих прямолинейно (рис. 4.1) или по окружности на рычаге. Механизм кроме основной имеет одну местную подвижность вследствие возможного проскальзывания ролика, т. е. $w = 2$.

Если рассматривать плоскую схему этого механизма, то, подставив в формулу (1.5) значения $n = 3$, $p_n = 3$ и $p_v = 1$, получим $q_{II} = 2 - 3 \cdot 3 + 2 \cdot 3 + 1 = 0$, т. е. независимо от классов кинематических пар на плоской схеме кулачок с роликовым толкателем и силовым замыканием не имеет избыточных связей.

При кинематическом замыкании независимо от того, выполняется ли оно пазовым кулачком (рис. 4.2, а) или двоянным механизмом (рис. 4.2, б), добавляется одна высшая пара, поэтому $q_{II} = 1$.

При пазовом кулачке, который обрабатывают пальцевой фрезой диаметром, равным диаметру ролика, оба профиля обрабатывают за один проход. Поэтому избыточная связь здесь не очень вредна. При двоянном механизме связь требует очень точного использования механизма во избежание заклинивания или стука от чрезмерных зазоров. Поэтому эта избыточная связь особенно нежелательна, как и во всех случаях двоянных механизмов.

При рассмотрении действительных механизмов с силовым замыканием, подставив в формулу (1.1) значения $w = 2$, $q = 0$ и $n = 3$, получим $0 = 2 - 6 \cdot 3 + 5p_v + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I$, откуда $5p_v + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I = 16$. Так как в механизме четыре кинематические пары, то $p_v + p_{IV} + p_{III} + p_{II} + p_I = 4$.

Эти уравнения удовлетворяются при $p_v = 3$, $p_{IV} = p_{III} = p_{II} = 0$ и $p_I = 1$ (см. рис. 4.1, а). В этом случае для получения кинематической пары первого класса (точечной) применяют бочкообразный ролик. Такая конструкция применима как к дисковому, так и к цилиндрическим кулачкам с толкателем, движущимся на ползуне или рычаге.

Уравнения удовлетворяются также при $p_v = 2$, $p_{IV} = 1$, $p_{III} = p_I = 0$ и $p_{II} = 1$ (см. рис. 4.1, б). В этом случае применяют цилиндрический ролик. Кроме того, для получения пары четвертого класса направляющую толкателя выполняют цилиндрической. Конструкция целесообразна при больших углах давления. Необходимо только ограничить вращение толкателя в пределах, достаточных для получения самоустанавливаемости. Такая конструкция применена в механизме реостатного контроллера системы автора¹ для вагонов пригородного сообщения и метрополитена и полностью себя оправдала. Ограничение поворота толкателя достигнуто тем, что ползун толкателя охватывает кулачок.

Пневматический привод контроллера ПКГ-320 на два напряжения 3000 и 1500 В (рис. 4.3) [54] вращает кулачковый вал контроллера только в одну сторону с

¹ Решетов Л. Н. Групповой электропневматический контактор. — Авторское свидетельство № 56607, бюллетень № 2, Москва, 1940 г.

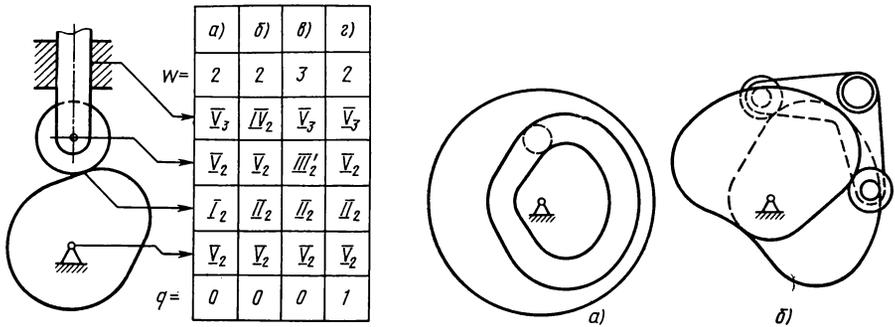


Рис. 4.1. Схемы кулачков с роликовым толкателем и силовым замыканием: а-в-без избыточных связей; г-с одной избыточной связью

Рис. 4.2. Кулачки с кинематическим замыканием: а-пазовый; б-сдвоенный

помощью зубчатой передачи (ток выключается другим аппаратом — линейным контактором). Кулачок (звезда) приварен к валу привода. Ролики кулачкового механизма вращаются на игольчатых подшипниках. Подшипники вала смонтированы на фланце, вместе с которым вынимаются вал и звезда. Этот же фланец служит для крепления привода.

Реостатный контроллер ПКГ-756 применен на вагонах метрополитенов. В нем вал проходит сквозь привод (рис. 4.4) для того, чтобы более надежно опереть вал и отделить низковольтную часть аппарата от высоковольтной. Для вала в штоке профрезерован паз. Это потребовало увеличения толщины штока (рис. 4.3 и 4.4). Чтобы вставлять шток через цилиндр, тарелки поршня выполнены съемными. Кроме того, поверхности 1, 2 (см. рис. 4.4) пришлось обточить по цилиндрической поверхности, ось которой смещена относительно оси цилиндра, а ось поверхности 3 совпадает с осью цилиндра.

Конструкция, изображенная на рис. 4.1, б, вполне пригодна и для цилиндрического кулачка. Однако она неприменима для кулачков с вращающимся толкателем, так как в этом случае ось цилиндрической пары оказывается параллельной линии касания кулачка и ролика и вместо самоустанавливаемости получается недопустимая подвижность толкателя вдоль его оси вращения.

Получить конструкцию без избыточных связей с цилиндрическим роликом можно путем применения шаровой кинематической пары (сферического подшипника качения) на оси вращения ролика (см. рис. 4.1, в). При этом ролик получает еще одну местную подвижность — вращение вокруг оси, перпендикулярной к линии соприкосновения с кулачком. Эту подвижность необходимо ограничить в пределах, необходимых для самоустанавливаемости, что очень легко, так как обычно ролик помещают в прорези ползуна толкателя.

По формуле (1.1) при $w = 3$, $n = 3$ и $p_V = 2$ найдем $p_{IV} = p_I = 0$; $p_{III} = 1$; $p_{II} = 1$ и $q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 + 2 = 0$.

Рассмотренная конструкция применима как для дисковых, так и для цилиндрических кулачков с толкателем, движущимся на ползуне или рычаге.

Если применить цилиндрический ролик (линейчатая пара второго класса) и остальные пары пятого класса (см. рис. 4.1, г), то по формуле (1.1) при $w = 2$, $n = 3$, $p_V = 3$ и $p_I = 1$ найдем $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 3 + 2 \cdot 1 = 1$.

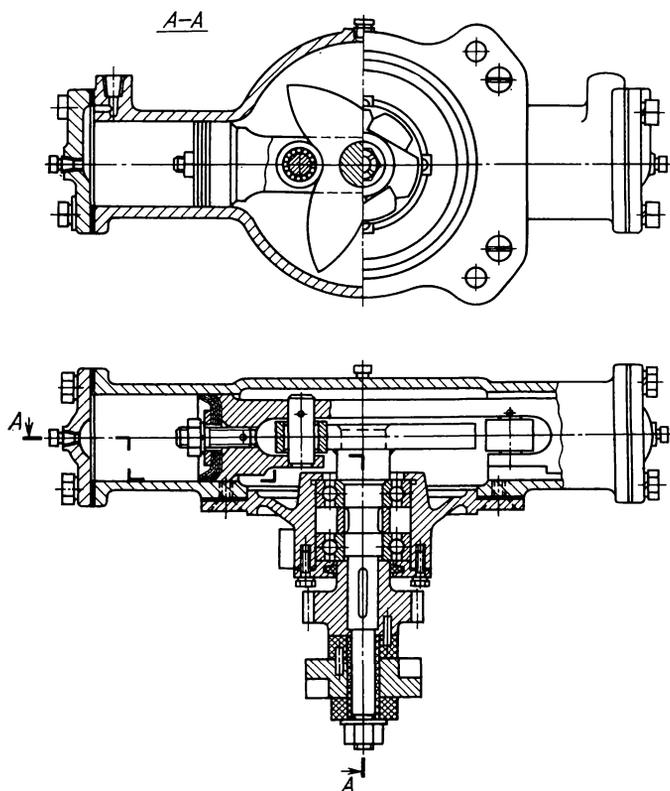


Рис. 4.3. Пневматический кулачковый привод контроллера ПКГ-320 для электропоезда

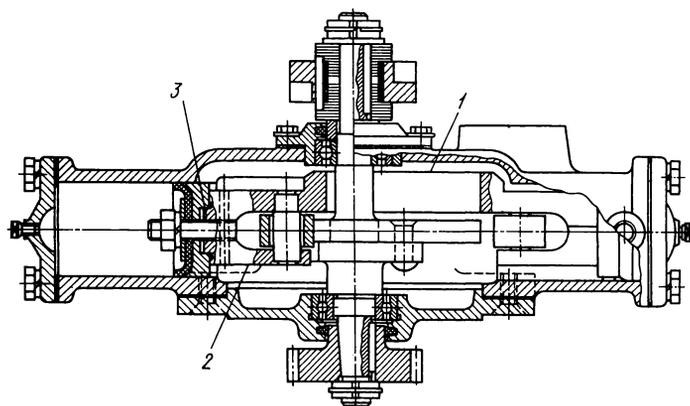
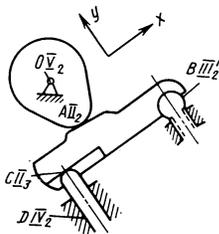


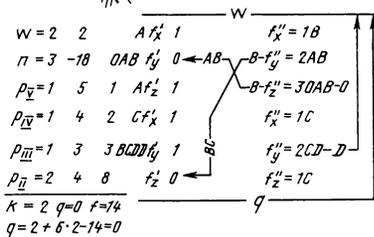
Рис. 4.4. Пневматический кулачковый привод контроллера ПКГ-756 (на 750 В) для вагона метрополитена

Рис. 4.5. Кулачковый механизм двигателя автомобиля «Жигули»



Наличие избыточной связи требует точного выполнения ряда размеров в этой конструкции.

Устраняют избыточные связи легко в механизмах с вращающимся (рычажным) толкателем (рис. 4.5) путем постановки рычага на сферическую опору III'2. Вторая угловая подвижность рычага устраняется кольцевой парой II3, соединяющей его с толкателем клапана. Такая конструкция для плоского толкателя двигателя автомобиля «Жигули» показана на рис. 4.5, внизу на рисунке приведены подвижности в контуре.



4.2. СИЛОВЫЕ КОНТАКТЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

В электрических аппаратах широко применяют линейчатые контакты — пары II2, так как плоскостной контакт себя не оправдал. Линейчатый контакт требует хорошего соприкосновения губок. Если работает незначительная часть теоретической длины контакта, то нагрузочная способность падает и губки горят. Процент рабочей части контакта контролируется при приемке аппарата. Но при эксплуатации он нарушается, что и приводит к подгарам губок. Достигнуть хорошего контакта можно, если использовать самоустанавливаемость. Примером правильного решения могут служить контакты реверсора 18MP электровоза ЧС-2, у которого при номинальной силе тока 550 А нажатие пальцев на сегменты составляет всего 2,2–2,5 кгс. Для сравнения укажем, что при отсутствии самоустановки в реверсоре ПР-156В при токе 400 А нажатие контактных пальцев равно 7–9 кгс, его увеличивают до 15–20 кгс, а пальцы все равно горят.

Контактный палец без избыточных связей показан на рис. 4.6. С сегментом, повернутым к барабану, он образует пару II2. С изолированной стойкой он соединен шаровой парой III'2. Сегмент прижимается пружиной, шпиндель которой проходит через паз в сегменте и образует с ним пару первого класса I2. Упорный болт, показанный на рис. 4.6, служит для ограничения «провала» пальца, когда при переключениях из-под него уходит сегмент барабана. Чтобы ток не нагревал пары I2 и III2, параллельно им ставят гибкий шунт, не показанный на рис. 4.6.

По формуле (1.1) найдем $q = 0 - 6 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 1 \cdot 1 = 0$, т. е. избыточных связей нет. При исполнении этой конструкции необходимо строго следить, чтобы пары I2 и III2 обеспечивали необходимые подвижности.

Избежать избыточных связей можно и в силовых контакторах. На рис. 4.7 показан контактор с кулачковым приводом во включенном положении. На рис. 4.7 контактор включается пружиной и выключается кулачком (как теперь обычно и делается). Избежать избыточных связей можно, применив шаровую пару III'2 между главным рычагом и держателем подвижного контакта. Вредную угловую подвижность можно устранить упорами I2 держателя в щеки главного рычага. Такую схему предложил А. В. Падалко. Эти же рассуждения пригодны также для контакторов с пневматическим и электромагнитным приводом, так как рассматривается не привод, а только звенья, нагруженные во включенном положении.

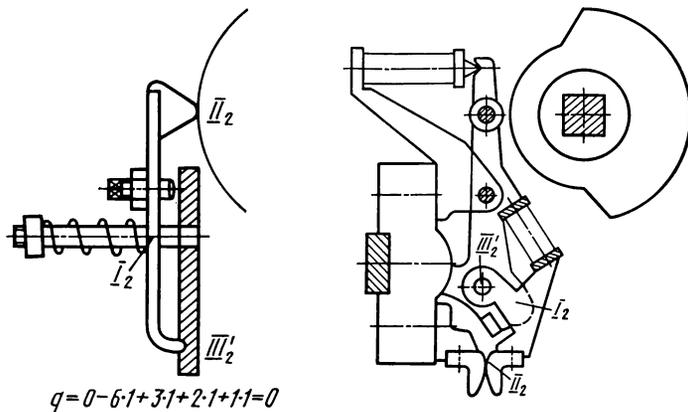


Рис. 4.6. Силовой контактный палец без избыточных связей

Рис. 4.7. Силовой контактор без избыточных связей

4.3. КОНТАКТНЫЕ УСТРОЙСТВА ЦЕПИ УПРАВЛЕНИЯ (СЛАБОТОЧНЫЕ)

Контакты цепи управления вследствие малых токов обычно выполняются точечными — I_2 . Для безотказной работы (что здесь особенно важно) в них должны быть обеспечены надежное скольжение (притирание) и точное контактное нажатие [31].

Для точного соблюдения величины контактного нажатия пружина должна иметь малую жесткость и соответственно большую деформацию. Плоские пружины, применяемые в контактных пальцах тяговых аппаратов, и особенно рубящие контакты в радиотехнике не удовлетворяют этому условию и поэтому работают ненадежно.

Хорошую (малую) жесткость дают винтовые пружины. Но при большом числе контактов их трудно разместить. Поэтому возникает проблема нагружения нескольких контактов одной пружиной. Давно известны мостиковые блокировки, у которых пружина, расположенная в середине прямолинейного мостика, прижимает два контакта (условие № 2, табл. 3.1). В этом случае сила пружины и нагрузки двух контактов направлены параллельно и в одной плоскости. Для увеличения числа контактов надо вместо того, чтобы располагать их в одной плоскости, взять параллельные силы в пространстве (условие № 5, табл. 3.1). Тогда одна пружина будет прижимать три контакта, а если использовать силу и другого конца пружины, то шесть контактов (рис. 4.8).

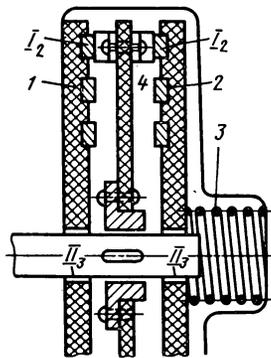


Рис. 4.8. Контактное устройство, в котором одна пружина статически определяет 6 контактов

Это устройство было применено для группового контроллера на 14 позиций моторного вагона¹. Провода цепи управления подводятся к сегментам, укрепленным на текстолитовых дисках 1 и 2. Сегменты выполнены разрезными с изоляционными вставками согласно развертке цепи управления. Диски стягиваются пружиной 3 (в опытной конструкции было две пружины), обеспечивающей контактное нажатие. Для устранения вращения каждый диск соединен поводком с корпусом аппарата, что обеспечивает самоустановку дисков. Подвижные контакты — три пары установлены на текстолитовом диске 4, закрепленном на валу контроллера. Для создания одинаковой нагрузки контактов, работающих на сегментах различных радиусов, центральные углы соответственно выполнены различными. Такая конструкция очень надежно работала в течение нескольких лет.

Число контактов можно увеличить, заменив один из них равноплечим рычагом (балансиром), контактирующим с двумя сегментами. Такое устройство было испытано на вагоне метрополитена и тоже работало надежно. Если все контакты заменить рычагами, то получится 12 контактов от одной пружины, такое их количество не требуется, так как на практике больше восьми контактов никогда не применялось.

Дальнейший путь увеличения числа контактов, прижимаемых одной пружиной, — это использование более общего случая пространственного расположения сил (условие № 7, табл. 3.1), где силы контактов расположены в параллельных плоскостях и пересекают прямую (см. рис. 3.3, б). Поэтому каждый конец пружины прижимает четыре контакта. Практически это означает, что сегменты должны быть расположены на поверхности цилиндра². Контактная пластина должна соединяться с приводом кольцевой парой II_3 , ось которой перпендикулярна оси цилиндра. Если использовать оба конца пружины, то она дает нажатие восьми контактов. Преимущество этой схемы еще и в том, что она пригодна как для поступательного движения управляющего звена, так и для вращательного.

Наконец, можно получить от одного конца пружины прижатие шести контактов (см. рис. 3.5, б). Для этого надо использовать общий случай расположения сил (условие № 11, табл. 3.1). К сожалению, в этом случае не обеспечено скольжение (притирание) контактов. Поэтому его можно применять только там, где очень хорошо обеспечена их чистота.

4.4. РЯДОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В современных зубчатых передачах коэффициент перекрытия всегда бывает больше единицы. Это указывает на то, что в начале и конце линии зацепления одновременно работают две пары зубьев (при $\epsilon < 2$), нагрузка между которыми распределяется статически неопределимо, т. е. имеется одна избыточная связь в кинематической паре, а не в механизме, и поэтому она не является вредной, так как кинематическую пару легко сделать с достаточной точностью.

При большом коэффициенте перекрытия зубчатые передачи спокойнее работают и менее требовательны к точности изготовления зубьев. Объяснить это можно следующим образом. Если работает одна пара зубьев, то всякий дефект в профиле (например, выемка) вызывает изменение закона движения ведомого колеса, сопровождающееся динамическими нагрузками, шумом и т. п. Если работают одновременно две пары зубьев, то выемка в одном из профилей вызывает только перераспределение нагрузок между зубьями и почти не влияет на закон движения ведомого колеса. Поэтому избыточную связь, возникающую вследствие одновре-

¹ Решетов Л. Н. Переключатель. — Авторское свидетельство № 65376, бюллетень № № 9, 10, Москва, 1945 г.

² Решетов Л. Н. Переключатель. — Авторское свидетельство № 68668, бюллетень № 6, Москва, 1947 г.

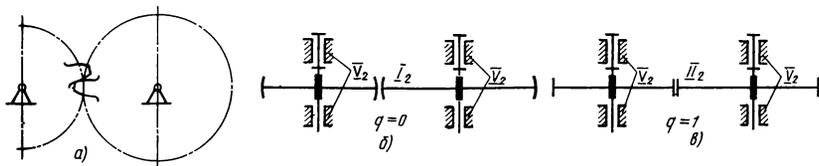


Рис. 4.9. Схемы цилиндрической зубчатой передачи:

a – плоская; *б* – без избыточных связей; *в* – с одной избыточной связью

менной работы двух пар зубьев, в дальнейшем не будем учитывать, считая, что работает одна пара зубьев.

Зубчатая передача между параллельными осями (рис. 4.9, *a*) независимо от конструкции кинематических пар по формуле (1.5) для плоской схемы не имеет избыточных связей. В этом легко убедиться, подставляя значения $n = 2$, $w_{II} = 1$, $p_{II} = 2$ и $p_V = 1$ в формулу (1.5) $q_{II} = 1 - 3 \cdot 2 + 2 \cdot 2 + 1 = 0$.

Совершенно те же значения избыточных связей получаются для конической передачи между пересекающимися осями, если их определить по формуле для сферической схемы.

При рассмотрении действительных механизмов при $w = 1$, $n = 2$ и $q = 0$ по формуле (1.1) получим

$$0 = 1 - 6 \cdot 2 + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I,$$

$$\text{откуда } 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I = 11.$$

Так как в механизме три кинематические пары, то $p_V + p_{IV} + p_{III} + p_{II} + p_I = 3$.

Эти уравнения удовлетворяются при $p_V = 2$:

$$p_{IV} + p_{III} + p_{II} = 0 \text{ и } p_I = 1 \text{ (рис. 4.9, б).}$$

Следовательно, зубчатую передачу без избыточных связей можно получить путем применения зубьев с сосредоточенным пятном касания (бочкообразных), которые образуют пару первого класса¹. Однако это малоэффективно, так как линейчатый контакт заменяется точечным, что повышает удельные давления. При перекосах бочкообразного зуба равнодействующая окружного усилия сильно смещается к торцу зубчатого колеса, что также повышает контактные и изгибные напряжения. Кривую, очерчивающую бочкообразный зуб, принимаем за окружность (рис. 4.10, *a*) и находим ее радиус ρ из условия

$$\frac{\Delta}{\frac{b}{2}} = \frac{\frac{b}{2}}{(2\rho - \Delta)}$$

или, пренебрегая величиной Δ в знаменателе, получаем

$$\rho = \frac{b^2}{8\Delta}. \quad (4.1)$$

Долговечность зубьев резко уменьшается при скрещивании осей. Скрещивание происходит вследствие усилия между зубьями, которое изгибает ведущий и ведомый валы в противоположных направлениях. Особенно велик угол скрещивания в электровозных передачах на подшипниках скольжения.

¹ Условимся на схемах такие зубья изображать со слегка выпуклой формой обода (см. рис. 4.9, б).

При скрещивании осей под углом δ смещение равнодействующей окружного усилия (рис. 4.10, б) от середины зуба

$$x = \rho \frac{\delta}{2} \text{ или } x = \frac{b^2 \delta}{16 \Delta}, \quad (4.2)$$

т. е. смещение силы x уменьшается с увеличением Δ , но зато толщина зуба уменьшается до толщины $S_0 - 2\Delta$.

Сравним наибольшую нагрузку q_c по длине зуба при сосредоточенном пятне касания с нагрузкой q_n при линейчатом контакте. На рис. 4.10, в показаны эпюры нагрузок на зуб. При линейчатом контакте самоустанавливающегося колеса эпюра нагрузок будет прямоугольником и нагрузка на зуб

$$Q = q_n b. \quad (4.3)$$

При бочкообразном зубе примем, что пятно контакта не доходит до торцов на

b , так как большего пятна достигнуть трудно. Допустим, что эпюра нагрузок будет параболой. Тогда нагрузка на зуб изобразится площадью параболы

$$Q = \frac{2}{3} q_c \frac{3}{4} b = \frac{q_c b}{2}. \quad (4.4)$$

Приравняв нагрузки, из (4.3) и (4.4), получим

$$q_c = 2q_n. \quad (4.5)$$

Такая нагрузка будет в тот момент, когда пятно работает самой широкой частью. В других положениях q_c будет еще больше. Поэтому важно при перекосах осей обеспечить равномерную нагрузку по длине зуба при линейчатом контакте, применяя бочкообразный зуб только в тех случаях, когда линейчатый контакт осуществить не удалось.

Поэтому важно при перекосах осей обеспечить равномерную нагрузку по длине зубьев при линейчатом контакте.

Если применить цилиндрический зуб с линейчатым контактом, то между зубьями получим пару второго класса (см. рис. 4.9, в), где $p_V = 2$, $p_{IV} = p_{III} = p_I = 0$ и $p_{II} = 1$.

В этом случае $q = 1$, что требует точного выполнения параллельности осей ведущего и ведомого валов. При перекосах и деформации валов нагрузка по длине зуба становится неравномерной.

Применить в подшипнике цилиндрическую пару IV_2 нельзя, так как она кроме основной подвижности — угловой имеет осевую линейную, а для устранения избыточной связи нужна угловая подвижность вокруг оси, перпендикулярной к линии зуба. Избыточная связь вызывается моментом M_y , передаваемым между зубьями линейчатой парой II_2 (см. табл. 1.1). Устранить ее можно также, заменив пару II_2 кольцевой парой III_3 , которая передает две силы по двум осям координат и не передает моментов между зубьями. Зубья тогда будут арочными (рис. 4.11). Опоры валов колес надо выполнять — одну как пару V , а другую IV_2 . Подсчет избыточных связей по структурным формулам и подвижности в контуре даны на рис. 4.11. Такая передача будет иметь большую несущую способность вследствие малых контактных напряжений.

Попытка применить такую передачу была сделана автором еще в 40-х годах. Но осуществить ее не удалось. В настоящее время занимаются разработкой ароч-

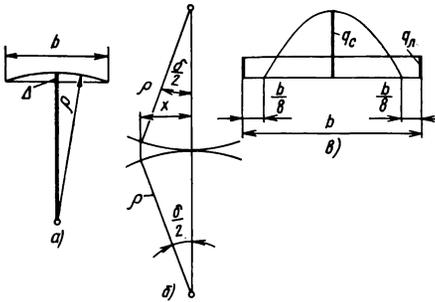


Рис. 4.10. Бочкообразный зуб:

a – линия зуба; *b* – смещение точки касания при перекосе; *v* – принятая эпюра нагрузок

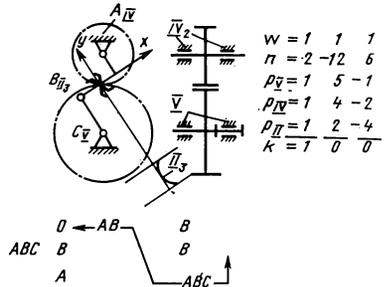


Рис. 4.11. Цилиндрическая передача с арочным (криволинейным) зубом

ного зуба¹ многие ученые [14]. Арочные зубья применяет фирма Глиссон в конических колесах, достигнув этим существенного увеличения несущей способности. Такие колеса широко применяются в автомобилях. Однако полностью использовать выгоды от устранения избыточных связей не удалось, так как осевое усилие в конических колесах не позволяет допустить соответствующую подвижность.

В простой цилиндрической передаче с парами V_2 имеется одна избыточная связь, которая при перекосах и деформациях валов вызывает неравномерную нагрузку по длине зуба. Чтобы эту неравномерность устранить, необходимо заменить одну пару V_2 парой IV_3 – шаровой со штифтом. Такую пару трудно осуществить конструктивно. Поэтому лучше необходимую угловую подвижность получить установкой корпуса редуктора на сферическую опору, расположенную в средней плоскости зубчатых колес внутри большого колеса² (рис. 4.12). Редуктор подвешивается на двух тягах: вертикальной, передающей вращающий момент (как обычно), и горизонтальной, устраняющей лишнюю угловую подвижность.

Еще один путь устранения избыточных связей в одинарной зубчатой передаче с линейчатым контактом зубьев – это соединить венец одного из колес со ступицей с помощью шлицевой пары IV_3 , подвижность увеличится на единицу и будет равна двум.

¹ Дровозов Г. П., Ерихов М. Л., Ратманов Э. В. Способ обработки круговых зубьев колес цилиндрических и винтовых передач. – Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1974, № 20, авторское свидетельство № 429909.

Ерихов М. Л. Способ обработки круговых зубьев цилиндрических и винтовых передач. – Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1970, № 30, авторское свидетельство № 282897.

Коростелев Л. В., Ясько В. В. Способ обработки зубчатых колес. – Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1968, № 27, авторское свидетельство № 225669.

Коростелев Л. В., Ясько В. В. Способ изготовления зубчатых колес. – Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1968, № 32, авторское свидетельство № 229190.

Мошковский Г. И., Догода М. И. Способ нарезания криволинейных по длине зубьев цилиндрических зубчатых колес. – Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1968, № 29, авторское свидетельство № 227066.

² Решетов Л. Н. Осевой редуктор локомотива. – Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1971, № 11, авторское свидетельство № 299138.

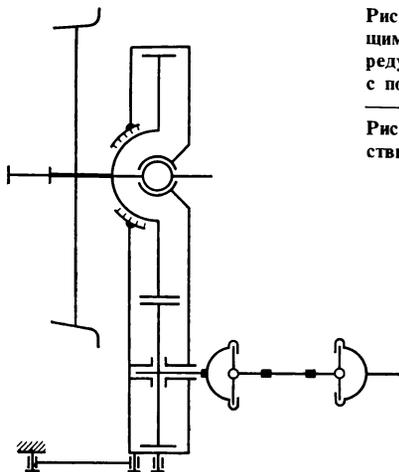
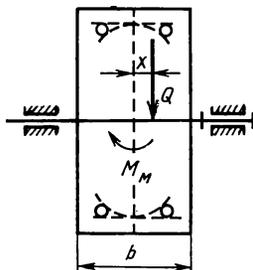


Рис. 4.12. Тяговый привод с самоустанавливающимися колесами за счет угловой подвижности редуктора, подвешенного на оси колесной пары с помощью сферического подшипника

Рис. 4.13. Смещение окружного усилия вследствие трения в зубчатом кардане



Тогда, подставив значения $n = 3$, $w = 2$, $p_V = 2$, $p_{IV} = 1$ и $p_{II} = 1$ в формулу (1.1), получим $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 2 \cdot 1 = 0$.

Вторая подвижность местная — вращение зубчатого венца вокруг нормали к профилям зубьев. Как показал опыт, она безвредная, так как хорошо демпфируется трением в зубьях. К сожалению, трение в зубчатом кардане (шлицевой паре) нарушает равномерное распределение нагрузки по длине зуба (рис. 4.13).

Если взять момент трения в зубчатом кардане $M_M = 0,1 M$ (M — момент, передаваемый карданом), то смещение x окружного усилия Q найдется из условия $Qx = M_M = 0,1 M = 0,1 Qr$, откуда $x = 0,1r$.

Если взять, как крайний случай, распределение нагрузки на зуб по треугольнику, то смещение будет $b/6$. Подставляя это значение в формулу для x , получим $b/6 > 0,1r$, откуда

$$r < \frac{10}{6}b. \quad (4.6)$$

Это условие выполняется только, если на зубчатый кардан поставлено малое колесо.

Хорошую конструкцию шлицевой пары предложил А. И. Беляев¹ (рис. 4.14, а). Соединение венца со ступицей в конструкции осуществлено с помощью бочкообразных роликов сферического роликоподшипника. Осевая подвижность устранена резиновыми кольцами. Одно из них поставлено между вторым гребнем на венце и гайкой, крепящей ступицу на валу; второе — между гребнями через стальную шайбу. Подшипник качения, поставленный на торце вала двигателя, служит опорой кожуха редуктора. Результат испытания тепловозного привода с такой шлицевой парой положительный: прекратился шум. После стендового испытания, соответствующего пробегу локомотива в 250 тыс. км, поверхность зубьев стала зеркальной. Износ отсутствовал. Работавшая вместе с испытуемой старая передача (в замкнутой схеме) сильно шумела и имела значительный износ.

¹ Беляев А. И. Передаточный механизм для электрического подвижного состава. — Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1967, № 23, авторское свидетельство № 205060.

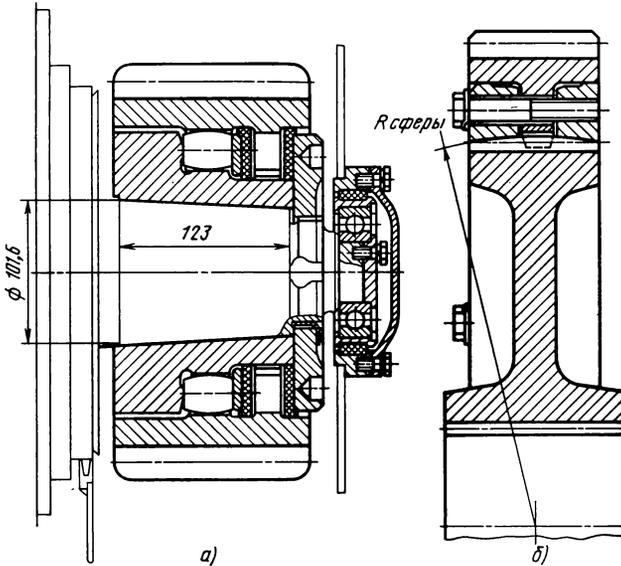


Рис. 4.14. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса:
 а - системы А. И. Беляева; б - Волгоградского тракторного завода

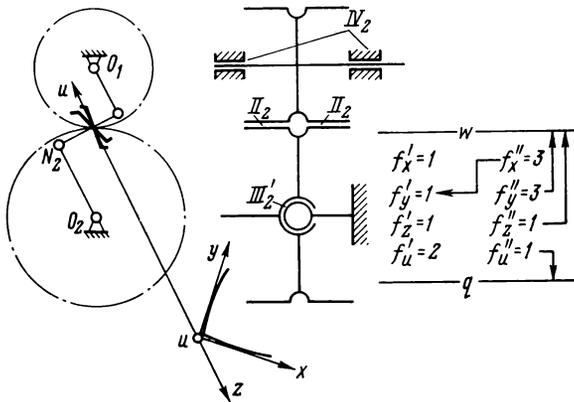
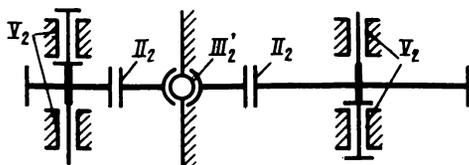


Рис. 4.15. Цилиндрическая передача с елочным зубом и одним из колес на сферической опоре

Эксперименты по самоустанавливающимся колесам в бортовой передаче трактора ведутся на тракторных заводах (рис. 4.14, б). Они достигли значительного уменьшения неравномерности нагрузки по длине зуба, несмотря на то, что ставили на зубчатый кардан венец большого зубчатого колеса.

При шевронных зубьях и цельных колесах избежать избыточных связей невозможно даже при сферической опоре одного из колес (рис. 4.15).

Рис. 4.16. Передача с промежуточным колесом и линейчатым контактом без избыточных связей



Для исследования подвижностей в контурах этого механизма оси x и y расположим в плоскости зацепления, т. е. плоскости, касательной к основным цилиндрам, и направим их по касательным к линиям зубьев. Оси u возьмем перпендикулярно к этой плоскости, а ось z — вдоль осей колес. В механизме два контура, и так как они совершенно равноценны, будем рассматривать их вместе.

Рассмотрим линейные подвижности:

по оси x — скольжение вдоль линии зуба одного полушестерона $f'_x = 1$;

по оси y — скольжение вдоль линии зуба другого полушестерона $f'_y = 1$;

по оси z — продольное скольжение в цилиндрической паре четвертого класса первого колеса $f'_z = 1$;

по оси u — скольжение зубьев обоих полушестеронов $f'_u = 2$. Всего пять линейных подвижностей. Для замыкания двух контуров не хватает одной подвижности, которую, как увидим, можно получить из угловых подвижностей.

Рассмотрим угловые подвижности:

три угловые подвижности шаровой опоры второго колеса отнесем к осям x , y и u , поэтому $f''_u = 3$;

вокруг оси x — подвижность шаровой пары, верчение зубьев (относительно нормали) первого полушестерона и качение зубьев второго полушестерона, поэтому $f''_x = 3$;

аналогично $f''_y = 3$. В сумме $f = 13$.

Рассмотрим распределение подвижностей. Из $f''_x = 3$ одна подвижность заменит линейную подвижность по оси y . Это возможно, так как есть звено — второе колесо, линия O_2N_2 которого направлена по оси u , т. е. по третьей оси координат. У одного контура подвижности будут по осям x , y и u , у другого — по осям y , z и u , и так как эти оси не лежат в одной плоскости, то замыкание контуров обеспечено. Угловая подвижность вокруг оси u одна на два контура. Заменить ее нечем, так как имеющиеся угловые подвижности направлены вокруг осей x , y и z , расположенных в плоскости, перпендикулярной к оси u , и никакой слагаемой подвижности вокруг оси u дать не могут. Недостающая угловая подвижность приведет к избыточной связи, которая дает неравномерное распределение нагрузки по длине зуба. Угловые подвижности распределятся следующим образом: подвижность вокруг оси z пойдет на движение механизма; подвижность вокруг оси y — на местную подвижность второго колеса. Поэтому в рассмотренной передаче $w = 2$ и $q = 1$.

Полученную избыточную связь правильнее отнести к связям в кинематических парах, а не во всем механизме. Неравномерное распределение нагрузки по длине зуба возникает при допусках на углы спирали зуба, которые можно выполнить с большей точностью. При скрещивании осей шевронные зубья касаются в двух точках, поэтому их нагрузочная способность выше, чем у прямых или винтовых зубьев, которые при скрещивании касаются в одной точке.

4.5. МЕХАНИЗМЫ С ОДНИМ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ КОЛЕСОМ

Проще всего решить задачу выбора рациональной структурной схемы в передачах с промежуточным колесом (рис. 4.16), которые начинают применять в двух-

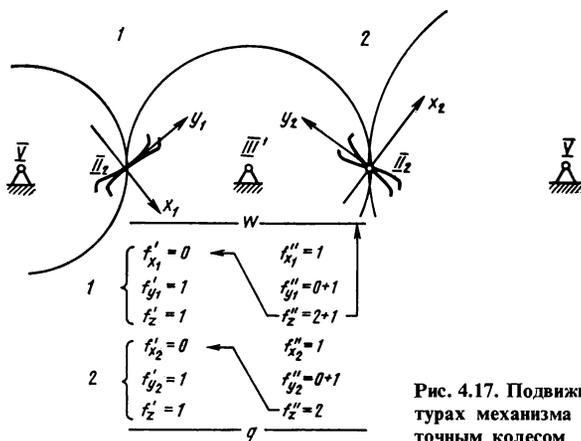


Рис. 4.17. Подвижности в контурах механизма с промежуточным колесом

осных электровозных тележках с одномоторным приводом и широко используют в планетарных механизмах. В этой передаче достаточно промежуточное колесо поставить на сферический подшипник¹.

При всех видах перекосов, как показывают теоретический расчет и экспериментальные результаты, промежуточное колесо самоустанавливается, поворачиваясь вокруг двух осей координат и практически сохраняя линейный контакт зубьев. Правда, при этом промежуточное колесо поворачивается вокруг нормали к поверхности зуба и по краям образуется зазор. Однако даже при самых больших перекосах этот зазор настолько мал (< 1 мкм) по сравнению с деформацией смятия зубьев, что практически его можно считать равным нулю.

Рассмотрим подвижности в контурах этого механизма (рис. 4.17). В нем два независимых контура, в качестве которых возьмем показанные на рисунке. Выберем следующие оси координат:

- оси x_1 и x_2 , направленные по нормальям к поверхности зубьев;
- оси y_1 и y_2 по касательным к профилям;
- ось z по оси колес.

Рассмотрим линейные подвижности:

по нормальям они отсутствуют: $f'_{x_1} = 0$ и $f'_{x_2} = 0$;

по касательным — скольжение зубьев $f'_{y_1} = 1$ и $f'_{y_2} = 1$;

по оси z в обоих контурах — продольная подвижность в зацеплении $f'_z = 1$.

Рассмотрим угловые подвижности:

по нормальям — верчение зубьев $f''_{x_1} = 1$ и $f''_{x_2} = 1$,

по касательным в парах II_2 угловая подвижность отсутствует. Поэтому на замыкание контуров пойдут подвижности сферической пары III' , которые и обеспечат самоустанавливаемость. При этом $f''_{y_1} = 0 + 1 = 1$ и $f''_{y_2} = 0 + 1 = 1$.

Подвижности вокруг осей z — вращения в парах V , качения зубьев в обоих зацеплениях II_2 и вращение в паре III' , которое отнесем к первому контуру. Поэтому для первого контура $f''_z = 2 + 1 = 3$ и для второго $f''_z = 2$.

Рассмотрим распределение подвижностей. В каждом контуре по одной подвижности f''_z пойдет на замену f'_z . Это возможно вследствие поворота ведущего и ведомого колес. Остается одна свободная подвижность f''_z в первом контуре, которая и будет общей подвижностью механизма.

¹ Решетов Л. Н. Зубчатый тяговый привод электровоза с промежуточными колесами. Бюллетень изобретений и товарных знаков, 1962, № 20, авторское свидетельство № 150848.

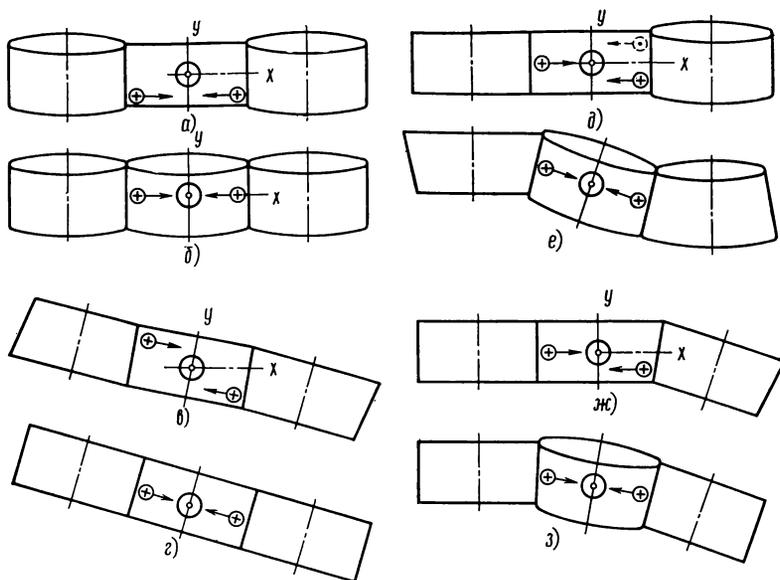


Рис. 4.18. Перекос обеих осей в плоскости $уoz$ до самоустановки (а) и после самоустановки (б); обеих осей в плоскости $хоу$ до самоустановки (в) и после (з); одной оси в плоскости $уoz$ (скрещивание) до самоустановки (д) и после (е); одной оси в плоскости $хоу$ (непараллельность) до самоустановки (ж) и после (з)

Проверим избыточные связи по формуле (1.1) для передачи с промежуточным колесом: $q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 0$.

При эвольвентном зацеплении даже при перекосах осей можно сохранить с достаточной точностью линейчатый контакт.

Будем считать плоскость осей $хоу$ горизонтальной (рис. 4.18), а ось z , параллельную окружному усилию и перпендикулярную к плоскости чертежа, вертикальной. Рассмотрим, как будет самоустанавливаться промежуточное колесо (рис. 4.18, а, б). Силы, действующие на это колесо (опорную и окружные), изображаем точкой (начало стрелки) или крестиком (конец или оперение стрелки), радиальные силы в зубьях — стрелками. Опорная сила в подшипнике промежуточного колеса в 2 раза больше окружной силы. Аксоидные поверхности колес будут цилиндрами, а направление перекосов видно по изображению их торцов.

При перекосе обеих осей в плоскости $уoz$ в одном направлении, показанном на рис. 4.18, а в преувеличенном виде, радиальные силы уравниваются и на перемещение промежуточного колеса не влияют. Окружные и опорная силы создадут момент, поворачивающий промежуточное колесо вокруг оси x до тех пор, пока эти три силы не расположатся на одной прямой, а оси трех колес не станут параллельными (рис. 4.18, б).

При перекосе обеих осей в плоскости $хоу$ в одном направлении (рис. 4.18, в) окружные силы вместе с опорной реакцией располагаются на одной прямой и на перемещение промежуточного колеса не влияют. Радиальные силы создают момент, поворачивающий промежуточное колесо вокруг оси z до тех пор, пока эти силы не расположатся по одной прямой (рис. 4.18, з), т. е. практически на середине длины зуба.

Таким образом, при сохранении параллельности осей ведущего и ведомого валов независимо от направления и величины их общего отклонения от номинального положения ось промежуточного колеса устанавливается параллельно им. Это происходит независимо от направления передаваемого момента.

Линейчатый контакт зубьев с равномерным распределением нагрузки полностью сохраняется при перекосе зубьев, например из-за неточной установки направляющих на зубострогальном станке. При нарушении параллельности вследствие перекоса одного из валов в любом направлении линейчатый контакт зубьев также практически сохраняется.

Рассмотрим перекося одной оси в плоскости yoz (рис. 4.18, д). Направление перекося можно проследить по изображению торца аксоидного цилиндра. Радиальные силы создают момент, поворачивающий промежуточное колесо вокруг оси z , окружные — момент, поворачивающий его вокруг оси x . Эти моменты устанавливают промежуточное колесо в такое положение, при котором окружные и радиальные силы и реакция располагаются в одной плоскости (рис. 4.18, е). Силы, действующие между перекошенным и промежуточным колесами при изменении направления передаваемого момента, показаны штриховыми линиями (см. рис. 4.18, д). Радиальные силы сохраняют направление, но знак их плеча изменяется, и поэтому промежуточное колесо самоустанавливается относительно оси z в обратном направлении. Окружные силы меняют направление. Изменяется и знак их плеча. Поэтому промежуточное колесо самоустанавливается относительно оси x в том же направлении.

Выше предполагалось, что направление перекося не зависит от направления передаваемого момента. Это будет справедливо для случая, когда перекося происходит вследствие неточности изготовления.

Если перекося возникает из-за зазоров или деформаций звеньев, то при перемене знака передаваемого момента знаки окружных усилий и направление перекося в плоскости yoz меняются на обратные. Следовательно, направление самоустанавливания промежуточного колеса вокруг оси z не меняется.

Перекося одной оси в плоскости $хоу$ показан на рис. 4.18, ж (сильно преувеличен). Радиальные и окружные силы здесь расположены так же, как и в предыдущем случае (рис. 4.18, д). Так же устанавливается и промежуточное колесо (рис. 4.18, з). При изменении направления передаваемого момента направление перекося в плоскости $хоу$ всегда сохраняется. Для перекося, вызванного неточностью изготовления, это очевидно. Для перекося, обусловленного зазорами и деформациями звеньев, следует учесть, что перекося в плоскости $хоу$ вызывают радиальные силы, которые направления не меняют.

При изменении направления момента радиальные силы и их плечи не меняют знаки. Поэтому сохраняется направление поворота промежуточного колеса вокруг оси x . Окружные силы изменяют направление, а их плечи сохраняют свой знак, поэтому поворот промежуточного колеса вокруг оси x будет происходить в обратном направлении при изменении направления передаваемого момента.

Таким образом, при всех случаях перекося осей промежуточное колесо на сферической опоре самоустанавливается, что обеспечивает хороший контакт зубьев при равнодействующей окружного усилия, расположенной практически по середине длины зуба. При этом могут работать две пары зубьев, следовательно, сохраняется коэффициент перекрытия. Выдвинутые положения подтверждены на экспериментальной установке в МВТУ.

Цилиндрические зубья, зацепляющиеся с боковым зазором, образуют линейчатую кинематическую пару II_2 . Эта пара накладывает два условия связи — ограничивает относительное перемещение по нормали и относительное вращение вокруг оси, перпендикулярной к общей нормали и линии контакта зубьев. Остаются четыре относительные подвижности: два перемещения по направлениям,

перпендикулярным к общей нормали, и вращения вокруг общей нормали и вокруг линии контакта зубьев.

На работу эвольвентного зацепления поступательные перемещения не влияют, поэтому определим только углы перекоса. При этом вектор угловой скорости, как обычно, направим по оси относительного вращения. Интересующие нас векторы вследствие малых углов перекоса составляют с плоскостью, перпендикулярной к осям, очень небольшие углы. Они редко превышают 1° и только в исключительных случаях (установка для демонстрации перекосов) могут доходить до 5° . Поэтому с вполне достаточной точностью примем их расположенными в плоскости, перпендикулярной к осям (рис. 4.19). Благодаря этому исключаются из рассмотрения угловые скорости вращения колес. В кинематических парах между зубьями рассмотрим только одну подвижность — относительное вращение вокруг общей нормали к профилям зубьев.

Все сводится к решению плоской задачи. Соотношение между угловыми скоростями, выражаемое векторным многоугольником, остается постоянным. Поэтому получается такое же соотношение между углами. Угол перекоса δ_3 складывается геометрически из угла δ_p перекоса вокруг радиальной оси и угла δ_T перекоса вокруг тангенциальной оси¹:

$$\vec{\delta}_3 = \vec{\delta}_p + \vec{\delta}_T. \tag{4.7}$$

С другой стороны, этот угол складывается из углов δ_{21} и δ_{32} , т. е. углов поворота второго колеса относительно первого и третьего относительно второго. Векторы углов δ_{21} и δ_{32} направлены по линиям зацепления. Поэтому

$$\vec{\delta}_3 = \vec{\delta}_{21} + \vec{\delta}_{32}. \tag{4.8}$$

Соответствующий многоугольник показан на рис. 4.19. Проектируя векторный многоугольник на горизонталь и вертикаль, получим

$$\delta_{21} \sin \alpha + \delta_{32} \sin(\alpha + \psi) = \delta_p \tag{4.9}$$

и

$$-\delta_{21} \cos \alpha + \delta_{32} \cos(\alpha + \psi) = \delta_T. \tag{4.10}$$

Умножая выражение (4.9) на $\cos(\alpha + \psi)$, а (4.10) на $\sin(\alpha + \psi)$, имеем

$$\delta_{21} \sin \alpha \cos(\alpha + \psi) + \delta_{32} \sin(\alpha + \psi) \cos(\alpha + \psi) = \delta_p \cos(\alpha + \psi);$$

$$-\delta_{21} \cos \alpha \sin(\alpha + \psi) + \delta_{32} \sin(\alpha + \psi) \cos(\alpha + \psi) = \delta_T \sin(\alpha + \psi)$$

и, вычитая последнее уравнение из предпоследнего, получим

$$\delta_{21} [\sin \alpha \cos(\alpha + \psi) + \cos \alpha \sin(\alpha + \psi)] = \delta_p \cos(\alpha + \psi) - \delta_T \sin(\alpha + \psi),$$

откуда

$$\delta_{21} = \frac{\delta_p \cos(\alpha + \psi) - \delta_T \sin(\alpha + \psi)}{\sin(2\alpha + \psi)}. \tag{4.11}$$

¹ Они взяты по отношению к первому колесу.

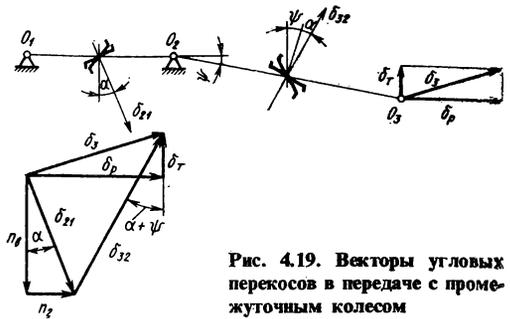


Рис. 4.19. Векторы угловых перекосов в передаче с промежуточным колесом

Умножая выражения (4.9) на $\cos\alpha$ и (4.10) на $\sin\alpha$, имеем

$$\begin{aligned}\delta_{21}\sin\alpha\cos\alpha + \delta_{32}\sin(\alpha + \psi)\cos\alpha &= \delta_p\cos\alpha; \\ -\delta_{21}\sin\alpha\cos\alpha + \delta_{32}\cos(\alpha + \psi)\sin\alpha &= \delta_T\sin\alpha.\end{aligned}$$

После сложения двух последних формул получим

$$\delta_{32}[\sin(\alpha + \psi)\cos\alpha + \cos(\alpha + \psi)\sin\alpha] = \delta_p\cos\alpha + \delta_T\sin\alpha,$$

откуда

$$\delta_{32} = \frac{\delta_p\cos\alpha + \delta_T\sin\alpha}{\sin(2\alpha + \psi)}. \quad (4.12)$$

При перемене направления передаваемого момента меняется знак перед ψ и формулы (4.11) и (4.12) принимают следующий вид:

$$\delta_{21} = \frac{\delta_p\cos(\alpha - \psi) - \delta_T\sin(\alpha - \psi)}{\sin(2\alpha - \psi)}; \quad (4.13)$$

$$\delta_{32} = \frac{\delta_p\cos\alpha + \delta_T\sin\alpha}{\sin(2\alpha - \psi)}. \quad (4.14)$$

При $\psi = 2\alpha$ $\delta_{21} = \delta_{32} = \infty$ и нет самоустанавливаемости [21].

Даже при малых углах ψ самоустанавливаемость ухудшается, так как этот угол увеличивает углы δ_{21} и δ_{32} . Только при $\psi = 4\alpha$ углы δ восстанавливают то значение, которое они имели при $\psi = 0$. Поэтому в дальнейшем будем считать $\psi = 0$, т. е. что линия центров прямолинейна. Тогда формулы (4.13) и (4.14) примут вид

$$\delta_{21} = \frac{\delta_p}{2\sin\alpha} - \frac{\delta_T}{2\cos\alpha}; \quad (4.15)$$

$$\delta_{32} = \frac{\delta_p}{2\sin\alpha} + \frac{\delta_T}{2\cos\alpha}. \quad (4.16)$$

Угол δ_{21} представляет собой полный угол поворота промежуточного колеса при самоустанавливании. Он складывается из углов π_r поворота вокруг горизонтальной оси и π_b вокруг вертикальной оси:

$$\pi_r = \delta_{21}\sin\alpha; \quad (4.17)$$

$$\pi_b = -\delta_{21}\cos\alpha. \quad (4.18)$$

Для частного случая $\delta_T = 0$ (см. рис. 4.18, *д*, *е*) по формулам (4.15) и (4.16) найдем

$$\delta_{21} = \delta_{32} = \frac{\delta_p}{2\sin\alpha}. \quad (4.19)$$

По формулам (4.17) и (4.18) определим

$$\pi_r = \frac{\delta_p}{2}, \quad (4.20)$$

т. е. на проекции осей на вертикальную плоскость ось промежуточного колеса делит пополам угол между осями крайних колес:

$$\pi_b = \frac{\delta_p}{2\operatorname{tg}\alpha}. \quad (4.21)$$

Для частного случая при $\delta_p = 0$ (см. рис. 4.18, *ж*, *з*) по формулам (4.15) и (4.16) найдем

$$-\delta_{21} = \delta_{32} = \frac{\delta_T}{2\cos\alpha}. \quad (4.22)$$

Получим по формулам (4.17) и (4.18)

$$\pi_1 = \frac{\delta_T}{2} \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.23)$$

$$\pi_n = \frac{\delta_T}{2}, \quad (4.24)$$

т. е. ось промежуточного колеса делит пополам угол между осями крайних колес. Для электровозных передач с подшипниками скольжения с большими зазорами третьего колеса (полый вал) логично предположить направление перекоса совпадающим с направлением усилия между зубьями. В нашем изображении это будет при $\delta_{32} \perp \delta_3$.

Тогда

$$\delta_1 = -\delta_p \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.25)$$

Подставив это равенство в формулы (4.15) и (4.16), получим

$$\delta_{21} = \frac{\delta_p}{\sin 2\alpha \cos \alpha}; \quad (4.26)$$

$$\delta_{32} = \frac{\delta_p}{\operatorname{tg} 2\alpha \cos \alpha}. \quad (4.27)$$

Из формул (4.17) и (4.18) найдем

$$= \delta_p \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin 2\alpha} \quad (4.28)$$

и

$$\pi_b = -\delta_p \frac{1}{\sin 2\alpha}. \quad (4.29)$$

По наибольшему из полученных углов δ_{21} или δ_{32} (ниже его будем обозначать δ) следует рассчитывать контакт зубьев.

Два цилиндрических эвольвентных зуба при наличии перекоса на угол δ вокруг общей нормали начинают работать как бочкообразные. Определим стрелу бочкообразности. Известно, что эвольвентное зацепление можно рассматривать как ленту длиной $A \sin \alpha$, перематывающуюся с одного основного цилиндра на другой, с точками касания N_1 и N_2 (рис. 4.20). При перекосе зубьев на угол δ лента скручивается (изображена жирной линией), а крайние слои ее растягиваются от $N'_1 N'_2 = N_1 N_2$ до $N''_1 N''_2$. Удлинение $2f = N''_1 N''_2 - N'_1 N'_2$ дает зазор между зубьями. На стрелу бочкообразности каждого зуба приходится половина этого зазора.

На основании обычных соотношений между диаметром окружности $2(A \sin \alpha + 2f)$, полу хордой $N'_1 N''_1 = \frac{b}{2} \delta$ и стрелой дуги этой окружности $2f$ имеем

$$\frac{2f}{\frac{b}{2} \delta} = \frac{\frac{b}{2} \delta}{2(A \sin \alpha + 2f)}.$$

Пренебрегая членом $2f$ в знаменателе (он очень мал), получим

$$f = \frac{(b\delta)^2}{16 A \sin \alpha}. \quad (4.30)$$

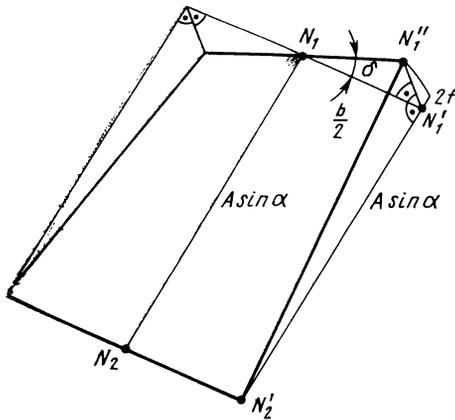


Рис. 4.20. Деформация плоскости зацепления при перекосе на угол δ вокруг общей нормали

Подставив значение $A = m \frac{z_1 + z_2}{2}$, получим

$$f = \frac{(b\delta)^2}{8m(z_1 + z_2) \sin \alpha}. \quad (4.31)$$

Рассмотрим, как будет выглядеть формула (4.31) для различных случаев перекоса. При скрещивании крайних осей (см. рис. 4.18, д, е), когда $\delta_T = 0$, на основании формулы (4.19)

$$\delta = \delta_{21} = \frac{\delta_p}{2 \sin \alpha}.$$

Подставляя это значение в (4.31), получим

$$f = \frac{(b\delta_p)^2}{32m(z_1 + z_2) \sin^3 \alpha}. \quad (4.32)$$

При перекосе в плоскости осей (рис. 4.18, ж, з), когда $\delta_p = 0$, по формуле (4.22) найдем $\delta = \delta_{32} = \frac{\delta_T}{2 \cos \alpha}$. Подставляя это значение в (4.31), получим

$$f = \frac{(b\delta_T)^2}{32m(z_1 + z_2) \sin \alpha \cos^2 \alpha}. \quad (4.33)$$

При перекосе в плоскости усилия, действующего на зуб третьего колеса, по формуле (4.26) найдем $\delta = \delta_{21} = \frac{\delta_p}{\sin 2\alpha \cos \alpha}$. После подстановки в (4.31) получим

$$f = \frac{(b\delta_p)^2}{4m(z_1 + z_2) \sin^3 2\alpha \cos \alpha}. \quad (4.34)$$

Подсчитаем стрелу этой бочкообразности на примере электровозных передач. Пусть $z_1 = 29$; $z_2 = 43$; $m = 14$, $\alpha = 20^\circ$ и $b = 140$ мм. Расстояние между концами подшипника полого вала (вал колеса третьего) 1000 мм. Зазор в подшипниках (по норме) 3 мм. Приняв, что один конец полого вала прижимается к верху подшипника, а другой к низу, получим линейный перекос на краю зуба $b\delta = 6,0 \frac{140}{1000} = 0,84$ мм. Это в 2 раза больше той величины, которую брали в примере расчета бочкообразного зуба.

Считая этот перекос вокруг радиальной оси, по формуле (4.32) получим

$$f = \frac{0,84^2}{32 \cdot 14(29 + 43) \sin^3 20^\circ} = \frac{0,705}{32 \cdot 14 \cdot 72 \cdot 0,040} = 0,000546 \approx 0,5 \text{ мкм.}$$

Следовательно, даже при таких огромных перекосах контакт практически остается линейчатым. Еще меньше получается стрела, если перекос считать вокруг тангенциальной оси.

Тогда по формуле (4.33) получим

$$f = \frac{0,84^2}{4 \cdot 14 \cdot 72 \sin 20^\circ \cos^2 20^\circ} = 0,000072 \approx 0,07 \text{ мкм.}$$

Если взять перекося в плоскости усилия, действующего на зуб третьего колеса, то по формуле (4.34) найдем

$$f = \frac{0,84^2}{32 \cdot 14 \cdot 72 \sin^3 40^\circ \cos 20^\circ} = 0,000699 \approx 0,7 \text{ мкм.}$$

При повороте промежуточного колеса на угол π_b (рис. 4.21) во время самоустанавливания радиальный зазор уменьшается на $\pi_b \frac{b}{2}$. Подставив сюда значение π_b из (4.18) и δ_{21} из (4.19) и опустив знак, получим

$$\frac{\pi_b b}{2} = \frac{b \delta_p}{4 \operatorname{tg} \alpha}. \tag{4.35}$$

Чтобы определить уменьшение зазора по нормали, надо полученную величину умножить на $2 \sin \alpha$. Поэтому

$$\pi_b b \sin \alpha = \frac{b \delta_p}{2} \cos \alpha. \tag{4.36}$$

Из величины π_b надо вычесть $4f$, так как у торца колеса даже при отсутствии нормальных зазоров посредине при перекося образуются два нормальных зазора по $2f$ каждый.

Для рассмотренного примера найдем по формуле (4.35)

$$\frac{\pi_b b}{2} = \frac{b \delta_p}{4 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{0,84}{4 \operatorname{tg} 29^\circ} = 0,578,$$

а по (4.36)

$$\pi_b b \sin \alpha = \frac{b \delta_p}{2} \cos \alpha = \frac{0,84}{2} \cos 20^\circ = 0,394.$$

Вычтя $4f = 0,002$ из $0,394$, получим $0,392$. Эти величины показывают, что требуемые зазоры очень невелики и они не будут стеснять конструктора при проектировании зацепления. Необходимо только следить, чтобы эти зазоры действительно существовали, а не были поглощены неточностями изготовления и сборки. Необходимо также обеспечить зазоры между промежуточным колесом

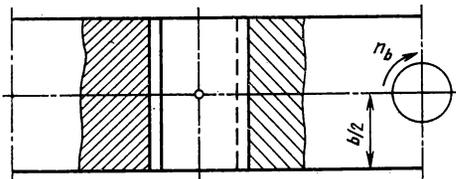


Рис. 4.21. Радиальные зазоры при перекосях промежуточного колеса

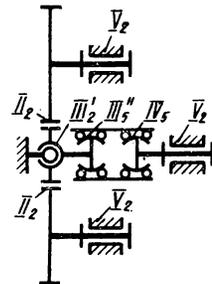


Рис. 4.22. Привод с ведущим промежуточным колесом

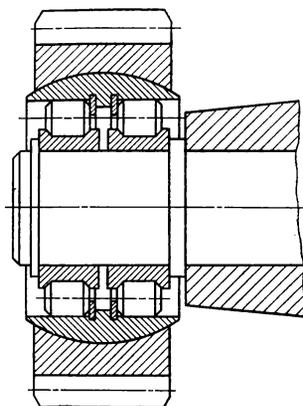
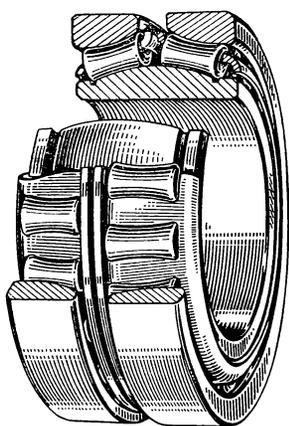


Рис. 4.23. Подшипник с вогнутыми роликами и сферой на внутреннем кольце

Рис. 4.24. Сателлит (промежуточное колесо) с самоустанавливающейся опорой системы Д. И. Шаткуса

и корпусом редуктора, потребные для поворота на угол δ_{21} при самоустанавливании. К сожалению, способность промежуточного колеса самоустанавливаться при линии центров без излома не сохраняется для случая, когда это колесо является ведущим (рис. 4.22), тогда нормали к поверхностям обоих работающих зубьев параллельны (случай, аналогичные $\psi = 2\alpha$ на рис. 4.19). Для самоустанавливаемости надо центровую линию выполнять с углом ψ , не меньшим 2α .

В зубчатых передачах с промежуточным колесом, которые теперь начали применять как тяговые передачи электровозов и в однорядных планетарных передачах, можно получить линейчатый контакт с равномерным распределением окружного усилия по длине зуба. Для этого промежуточное колесо (сателлит) необходимо делать самоустанавливающимся, оперев его на сферический подшипник. При малых углах перекоса можно применять обычные сферические подшипники. В случае больших углов, превышающих $0,5^\circ$, трение мешает самоустанавливаемости. Поэтому следует применять подшипники с вогнутыми роликами и сферой на внутреннем кольце (рис. 4.23). В них трение не влияет на самоустанавливаемость промежуточного колеса.

Самоустанавливающиеся промежуточные колеса с линейчатым контактом непригодны для косозубых колес. В этих случаях следует применять бочкообразный зуб.

Для сферической опоры самоустанавливающегося колеса можно применить и подшипники с цилиндрическими роликами. Так сделал Д. И. Шаткус для зерновых комбайнов. Его опора показана на рис. 4.24. Он применил два роликовых подшипника (тип 2000), изготовив общее наружное кольцо со сферической внешней поверхностью. Для сборки в сателлите были прорезаны два паза. При сферических опорах можно применять очень большую длину зуба, благодаря чему уменьшаются радиальные габариты редуктора (Е. Л. Фельдман для роторного экскаватора применил длину зуба $32,5$ модуля, благодаря чему редуктор разместился внутри ротора).

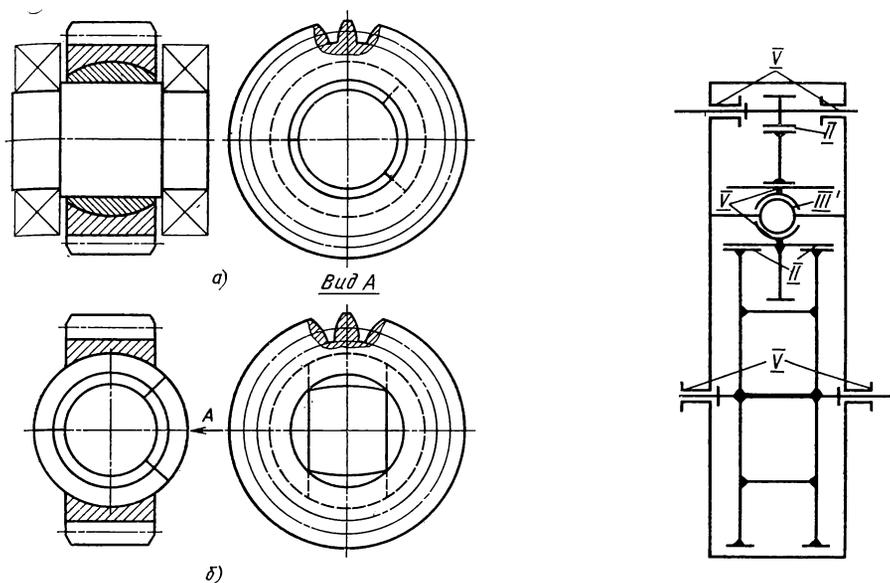


Рис. 4.25. Сателлит (промежуточное колесо) с самоустанавливающейся опорой системы В. Н. Ермака

Рис. 4.26. Двухступенчатый редуктор с промежуточным блоком зубчатых колес на сферической опоре и раздвоенной тихоходной ступени

При малых передаточных числах (малый диаметр сателлита) в сателлите не уместается сферический подшипник достаточной работоспособности. Радикальное решение для этого случая предложил В. Н. Ермак (рис. 4.25, а), в конструкции которого вал сателлита опирается на два подшипника, расположенные в водиле. Поэтому их диаметр не ограничен.

Необходимые угловые подвижности получаются сферическим соединением венца с валом. Для сборки сфера составлена из трех сегментов с центральными углами 135° , 135° и 90° . Сегменты закладываются в повернутом на 90° положении (рис. 4.25, б), после чего вся сфера разворачивается в нормальное положение.

В двухступенчатом редукторе для получения самоустанавливаемости нельзя ставить блок промежуточных колес на сферическую опору. Если так сделать, то распорные силы, которые действуют не по одной прямой (как при паразитном колесе), вывернули бы блок и колеса расцепились. Чтобы избежать этого, надо редуктор делать симметричным, выполняя раздвоенной тихоходную ступень (рис. 4.26) или быстроходную. Нарезка зубьев раздвоенной ступени должна вестись с одного прохода, или, другим путем, должно обеспечиваться их точное совпадение. К сожалению, прочность оси промежуточного блока ограничивает диаметр шестерни тихоходной ступени, а, следовательно, и передаточное отношение. Чтобы избежать этого, В. Н. Ермак предложил делать раздвоенными обе ступени. Сферический подшипник промежуточного блока тогда располагается между колесами и размеры его не ограничены, соответственно не ограничена и прочность вала промежуточного блока. Конечно, условие точного совпадения зубьев половинок раздвоенной ступени здесь остается.

4.6. МЕХАНИЗМЫ С ДВУМЯ ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ КОЛЕСАМИ

В планетарных передачах ведущий и ведомый валы соосны, что в большинстве случаев является преимуществом. В некоторых случаях, например в электровозах, расположение валов несоосное. Тогда целесообразно применять передачу с двумя промежуточными колесами (см. рис. 4.27), которая равноценна планетарной с двумя сателлитами. Если сравнить ее с двусторонней (сдвоенной) передачей, то хотя количество колес и одинаково, но в ней вместо большого зубчатого колеса, увеличивающего неподдресоренный вес ската, имеется небольшое промежуточное.

Кроме того, в передаче с двумя промежуточными колесами остается больше места для размещения тягового двигателя, что при росте мощностей имеет большое значение. Конечно, в такой передаче необходимо обеспечить равномерное распределение усилий между промежуточными колесами. При реверсировании меняется соотношение сил, действующих на промежуточные колеса, что осложняет задачу выравнивания нагрузок. Лучше всего выровнять нагрузки можно с помощью уравнительного механизма (см. рис. 4.27), обеспечивающего равенство усилий Q , передаваемых зубьями этих колес. Для этого рассмотрим силы, действующие на опоры промежуточных колес:

$$R_1 = 2Q \sin(\beta - \alpha) \text{ и } R_2 = 2Q \sin(\alpha + \beta),$$

где 2β — угол между линиями центров промежуточного и ведущего колеса, а также промежуточного и ведомого.

Силы R_1 и R_2 не равны. Следует отметить, что при перемене направления передаваемого момента (реверсирование или переход от тяги к электрическому торможению) силы R_1 и R_2 меняются местами. Поэтому передаточное число уравнительного механизма должно быть различным для разных направлений передаваемого момента. Такой механизм¹ показан на рис. 4.27.

Соотношение плеч в нем следующее:

$$\frac{a}{b} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin(\beta + \alpha)}.$$

Проверить самоустанавливаемость уравнительного механизма можно подсчетом числа избыточных связей по формуле (1.1) и таким образом убедиться в их отсутствии:

$$q = 1 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 4 + 1 = 0.$$

¹ Решетов Л. Н., Ермак В. Н. Зубчатая передача. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1972, № 7, авторское свидетельство № 329055.

Рис. 4.27. Передача с двумя промежуточными колесами и уравнительным механизмом

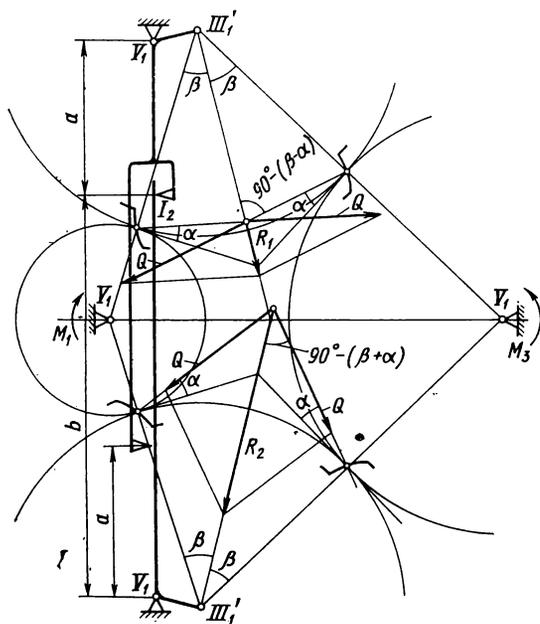
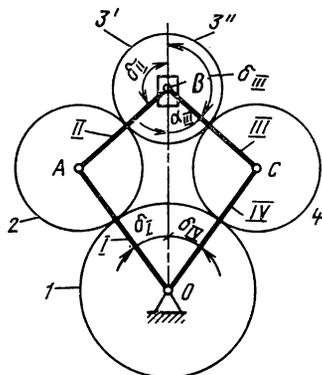


Рис. 4.28. Углы в передаче с двумя промежуточными колесами



Передачи с двумя промежуточными колесами можно применять и там, где венц большого колеса должен выполняться с разрывом зубьев по зубчатому венцу. В этом случае два промежуточных колеса обеспечивают кинематическую определенность работы механизма, а не способствуют уменьшению сил. Устанавливать здесь уравнительный механизм недопустимо, так как он нарушает определенность движения при проходе одного из сателлитов через разрыв зубьев на венце.

Передачи с двумя промежуточными колесами можно выполнять с любыми числами зубьев, одинаковыми и неодинаковыми промежуточными колесами, с нормальным и улучшенным (корректированным) зацеплением. Только расстояния между центрами сателлитов (или соответствующие им центральные углы) нельзя выбирать произвольно, их необходимо точно рассчитывать, так как иначе сборка может оказаться невозможной. Определение этих параметров для общего случая неодинаковых промежуточных колес приведено ниже.

Рассмотрим два кривошипно-ползунных механизма (рис. 4.28) OAB и OCB с ползуном,двигающимся вертикально, и шарнирами O, A, B, C , расположенными в центрах колес. Получатся два шарнирно-планетарных механизма — один с колесами $1, 2, 3'$; другой с колесами $1, 4$ и $3''$. Общее колесо 1 обоих механизмов считаем неподвижным. При движении ползуна колеса $3'$ и $3''$ вращаются в противоположных направлениях.

Найдем те положения, в которых можно остановить ползун и заменить колеса $3'$ и $3''$ общим колесом. Это будет в тех положениях, когда зубья колес $3'$ и $3''$ полностью совпадут или сумма углов поворота этих колес $\delta'_3 + \delta''_3$ будет равна целому числу угловых шагов этого колеса, т. е.

$$k \frac{360^\circ}{z_3},$$

где k — целое число.

Получаем уравнение

$$\delta'_3 + \delta''_3 = k \frac{360^\circ}{z_3}. \tag{4.37}$$

При определении углов начальным положением механизма будем считать такое, при котором шарниры O, A, B и C располагаются на одной вертикали. При этом все четыре полюса зацепления совпадают. Точки O и B располагаются снизу полюса зацепления, а точки A и C — сверху.

При одинаковых промежуточных колесах за начальное положение можно брать другое крайнее положение, при котором точка B располагается сверху, а полюсы зацепления попарно совпадают.

Положительным направлением поворота кривошипа для механизма OAB будем считать поворот против часовой стрелки, а для механизма OCB — по часовой стрелке. Водила шарнирно-планетарных механизмов обозначим римскими цифрами. Их длину найдем по обычным формулам из теории зацеплений, например для

водила I она будет

$$l_I = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{IV}} m \frac{z_1 + z_2}{2}. \quad (4.38)$$

Задаемся углом δ_1 . Угол поворота водила II найдем из треугольника OAB :

$$\frac{\sin \delta_{II}}{\sin \delta_I} = \frac{l_I}{l_{II}}. \quad (4.39)$$

Перемещение ползуна, которое измеряем от точки O ,

$$S = l_{II} \frac{\sin(\delta_{II} - \delta_I)}{\sin \delta_I}. \quad (4.40)$$

Углы поворота водил III и IV найдем из треугольника $OСВ$:

$$\cos \delta_{III} = - \frac{S^2 + l_{III}^2 - l_{IV}^2}{2Sl_{III}}; \quad (4.41)$$

$$\cos \delta_{IV} = \frac{S^2 + l_{IV}^2 - l_{III}^2}{2Sl_{IV}}. \quad (4.42)$$

Контрольная формула имеет вид

$$\frac{\sin \delta_{III}}{\sin \delta_{IV}} = \frac{l_{IV}}{l_{III}}. \quad (4.43)$$

Углы поворота колес можно найти по формуле Виллиса, в которой вместо угловых скоростей используем пропорциональные им углы поворота.

Поэтому для звеньев 1 , 2 и I

$$\frac{\delta_2 - \delta_I}{\delta_1 - \delta_I} = - \frac{z_1}{z_2}, \text{ но } \delta_1 = 0.$$

Следовательно,

$$\delta_2 = \delta_1 \left(1 + \frac{z_1}{z_2} \right). \quad (4.44)$$

Для звеньев $3'$, 2 и II

$$\frac{\delta'_3 - \delta_{II}}{\delta_2 - \delta_{II}} = - \frac{z_2}{z_3},$$

откуда

$$\delta'_3 = - \delta_2 \frac{z_2}{z_3} + \delta_{II} \left(1 + \frac{z_2}{z_3} \right). \quad (4.45)$$

Подставим в (4.45) значение δ_2 из формулы (4.44):

$$\delta'_3 = - \delta_1 \frac{z_1 + z_2}{z_3} + \delta_{II} \frac{z_2 + z_3}{z_3}. \quad (4.46)$$

Аналогично

$$\delta''_3 = - \delta_{IV} \frac{z_1 + z_4}{z_3} + \delta_{III} \frac{z_4 + z_3}{z_3}. \quad (4.47)$$

Задаваясь различными значениями угла δ_1 , по (4.39), (4.41), (4.42), (4.46) и (4.47) можно найти углы δ'_3 и δ''_3 и подбором установить значение этого угла, удовлетворяющее уравнению (4.37).

Конечно, необходимо следить, чтобы при этом выполнялись условия (см. рис. 4.28)

$$S > \frac{D_{e1} + D_{e3}}{2}; \quad (4.48)$$

$$AC > \frac{D_{e2} + D_{e4}}{2}, \quad (4.49)$$

где D_{e1} , D_{e2} , D_{e3} и D_{e4} — наружные диаметры колес.

Задача значительно упрощается для одинаковых промежуточных колес, т. е. когда $z_2 = z_4$. В этом случае из-за симметричности механизма $\delta'_3 = \delta''_3$, а на основании уравнения (4.37)

$$\delta'_3 = \delta''_3 = k \frac{180^\circ}{z_3}. \quad (4.50)$$

По формуле (4.39) определяем угол δ_{II} , по формуле (4.46) — угол δ'_3 и подбираем такое значение угла δ_1 , чтобы удовлетворить уравнение (4.50).

Условия сборки передачи с двумя паразитными колесами, кинематика и ошибки положения разработаны В. Н. Ермаком¹ [12].

4.7. ПЕРЕДАЧИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Интересным случаем является механизм напора экскаваторов. Применяющийся в нем реечный механизм в крупных машинах очень быстро изнашивается вследствие больших давлений. Чтобы уменьшить эти давления в порталных кранах (в механизме для измерения вылета), применяется сдвоенный реечный механизм с уравнительным рычагом между рейками. Наличие двух реек и уравнительных рычагов очень утяжеляет механизм. Можно обойтись одной рейкой, сцепив с ней обе напорные шестерни (рис. 4.29), но при этом применив уравнительный механизм, обеспечивающий распределение усилий между шестернями поровну и основанный на выравнивании осевых усилий косозубых колес. Напорные шестерни должны быть прямозубые. Все большие зубчатые колеса должны иметь одно направление спирали (например, правое), а ведущая и промежуточная шестерни — другое. Привод может быть или от среднего промежуточного колеса, или от бокового.

Механизм может служить и для привода нескольких напорных шестерен, усложнится только рычажный механизм. При двух шестернях он может состоять из двух рычагов, соединенных тягой. Выбором величины угла спирали можно ограничить осевые усилия, передаваемые этим механизмом, а расположением рычагов добиться работы тяги на растяжение.

Механизм получится значительно проще при приводе с коническими колесами (см. рис. 4.29, б). В нем совершенно не нужен рычажный механизм, так как выравнивание достигается осевым перемещением блока ведущих конических шестерен. Надо только обеспечить возможность такого перемещения постановкой соответствующей муфты на ведущем валу, а еще лучше прямозубой цилиндрической

¹ Ермак В. Н. Двухпоточный тяговый привод локомотива. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1974, № 15, авторское свидетельство № 424751.

Ермак В. Н. Муфта. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1975, № 22, авторское свидетельство № 473859.

Ермак В. Н. Уравнительный механизм. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1976, № 12, авторское свидетельство № 508614.

Ермак В. Н. Рычажная компенсирующая муфта. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки 1978, № 1, авторское свидетельство № 587278.

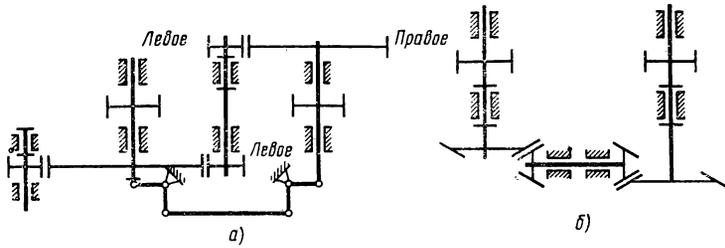


Рис. 4.29. Механизмы для выравнивания нагрузок на два напорных зубчатых колеса:

a — с использованием осевого усилия косозубых колес; *б* — с использованием осевого усилия конических колес

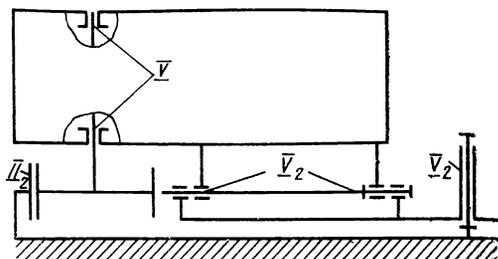
передачи, так как тогда трение не будет искажать силы. Следует отметить, что уравнивательные механизмы, основанные на осевых силах конических колес, себя полностью оправдали в авиационных редукторах.

Описанные механизмы могут применяться, когда нужно момент от одного двигателя передавать через две или несколько шестерен, например в механизмах поворота кранов или электровозных передачах. Последняя ступень механизма поворота выполняется как зубчатая передача с большим колесом как внешнего, так и внутреннего зацепления. В крупных машинах усилия в этом механизме огромные, и очень велика нагрузка на погонный сантиметр длины зуба. Огромные усилия вызывают перекося колес, вследствие чего катастрофически растет износ зубьев. Особенно велик перекося при консольном расположении шестерни, а при внутреннем зацеплении избежать такого расположения практически невозможно. Поэтому работу можно значительно улучшить, если шестерню сделать самоустанавливающейся, что обеспечит линейчатый контакт с равномерным распределением нагрузки по длине зуба. Лучше всего это решается применением арочного зуба. Только невозможность применить его для внутреннего зацепления и отсутствие больших зуборезных станков не позволяют широко применять такой зуб.

Для самых крупных машин следует рекомендовать механизм с двумя промежуточными колесами и уравнительным механизмом (см. рис. 4.27 и ссылку на с. 200). Промежуточные колеса должны устанавливаться на сферических роликовых подшипниках. Чтобы не нарушить самоустанавливаемость, нельзя допускать, чтобы угол излома центральной линии был равен 2α . В механизме напора уравнительный механизм сильно упрощается, так как практически передавать усилие надо только в одном направлении. Благодаря разделению мощности на два потока нагрузка на погонный сантиметр зубьев уменьшается в 2 раза, а главное, обеспечивается равномерное распределение нагрузки по длине зуба. Механизм получается проще, дешевле и компактнее, чем механизм с двумя рейками и уравнительным рычагом между ними (в котором, кроме того, не обеспечивается линейчатый контакт зубьев).

В менее крупных машинах целесообразно применить передачу с одним промежуточным колесом. Механизм получится проще, но погонная нагрузка зубьев будет больше. Современные машины выполняются с электроприводом, а двигатель и редуктор в виде одного блока — мотор-редуктора. Благодаря этому не потребуется двойного кардана, как на рис. 4.12. Мотор-редуктор следует соединить с корпусом экскаватора горизонтальным шарниром, ось которого пересекает линию зуба посередине. Такая схема для механизма поворота с внутренним зацеплением показана на рис. 4.30. Регулировка межцентрового расстояния здесь достигается подкладыванием шайб в этом шарнире.

Рис. 4.30. Последняя ступень привода механизма поворота крана (самоустанавливаемость достигнута подвижностью блока двигателя и редуктора вокруг горизонтальной оси, проходящей через среднюю плоскость колеса)



$$\begin{matrix} W = 1 & 1 & 1 \\ n = 3 & -18 & 6 \\ p_{\bar{V}} = 3 & 15 & -3 \\ p_{\bar{I}} = 1 & 2 & -4 \\ k = 1 & 0 & 0 \end{matrix}$$

Сборка горизонтального шарнира, если он располагается под платформой, может оказаться затруднительной. Тогда вместо вращательной пары можно применить шаровую III_4

и две площадочные I_4 , которые дают те же пять условий связи. Такая схема для механизма поворота с внутренним зацеплением показана на рис. 4.31.

Можно все крепление мотор-редуктора вынести наверх (рис. 4.32), используя для этого центр (ось) мгновенного вращения P , который заменяет горизонтальный шарнир и находится в точке пересечения поводков $III_4 III_4$ и $V_2 V_2$. Правда, для этого поводок $V_2 V_2$ придется выполнить в виде жесткой рамы, соединенной вращательными парами как с платформой, так и с мотор-редуктором. По сравнению с краном КБ 100.1, где крепление достигается шарниром и тягой, усложнение механизма всего на один шарнир, а зато достигается самоустанавливаемость и линейчатый контакт зубьев.

В механизмах с планетарным редуктором самоустанавливаемость шестерни последней ступени может быть достигнута использованием подвижности планетарного механизма. В кране КБ 100.1 шестерня поставлена на два шариковых подшипника, расположенных внутри нее.

Для устранения избыточных связей следует заменить их одним сферическим, роликовым, расположенным в средней плоскости шестерни (рис. 4.33). Сателлиты следует поставить на сферические подшипники. Так как механизм трехступенчатый, то желательно между первым и вторым соединительными звеньями установить сферический подшипник. Это уменьшит число местных подвижностей. Правда, остается одна местная подвижность — вращение шестерни последней ступени вокруг оси, перпендикулярной к плоскости чертежа. Она безвредна, так как опыт показывает, что такие подвижности хорошо демпфируются трением в зубьях и никогда не вызывают резонансных колебаний.

$$\begin{matrix} W = 1 & 1 & 1 \\ n = 3 & -18 & 18 \\ p_{\bar{V}} = 2 & 10 & -2 \\ p_{\bar{I}} = 1 & 3 & -3 \\ p_{\bar{I}} = 1 & 2 & -4 \\ p_{I_1} = 2 & 2 & -10 \\ k = 3 & 0 & 0 \end{matrix}$$

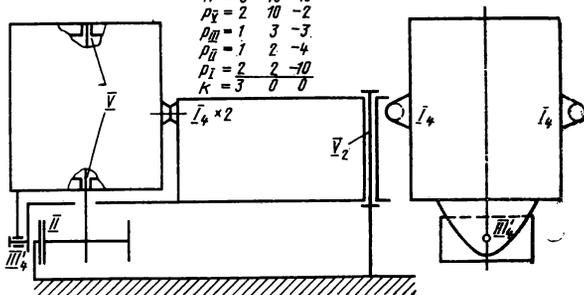


Рис. 4.31. Последняя ступень привода механизма поворота крана (самоустанавливаемость достигнута подвижностью вокруг горизонтальной оси, осуществленной одной сферической парой и двумя точечными)

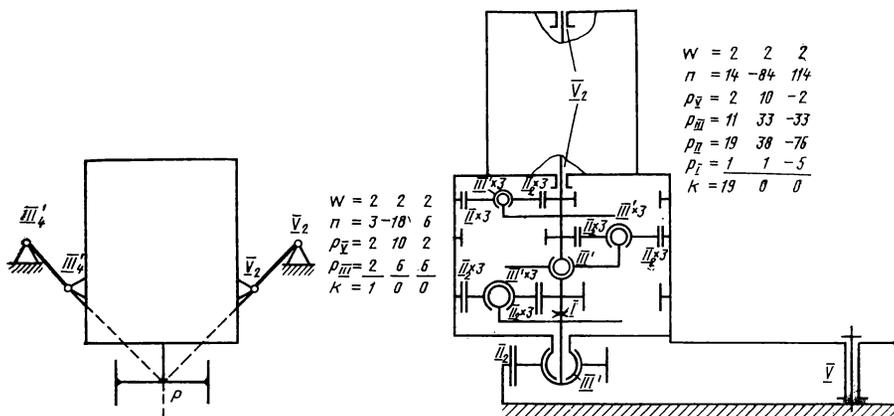


Рис. 4.32. Последняя ступень привода механизма поворота крана (самоустанавливаемость достигнута подвешиванием блока мотора и редуктора на двух поводках)

Рис. 4.33. Последняя ступень привода механизма поворота крана (самоустанавливаемость достигнута за счет подвижностей планетарного редуктора со сферическими парами)

Следующее решение и более простое — поставить шестерню на зубчатый кардан с ограничительными кольцами IV_3 (рис. 4.34). При этом такая же местная подвижность, как и в механизме на рис. 4.33, и она также безвредна. Для размещения зубчатого кардана в этом случае возможно придется увеличить диаметр шестерни, что, в свою очередь, потребует увеличения передаточного числа редуктора.

Наконец, избежать избыточных связей можно применением шестерни с бочкообразным зубом (рис. 4.35). Правда, при этом контакт зубьев становится не линейчатым, а точечным, вследствие чего возрастут контактные напряжения. Поэтому бочкообразный зуб (хотя конструкция редуктора и получается самой простой) можно рекомендовать только для самых малых машин.

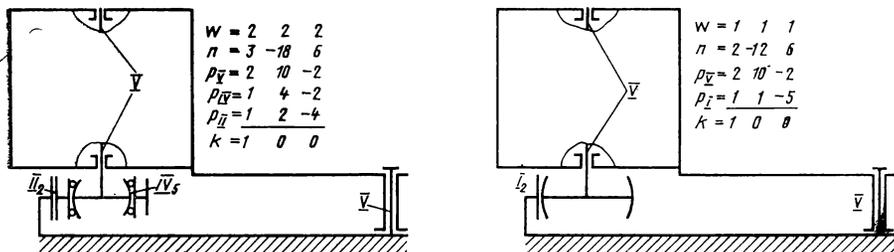


Рис. 4.34. Последняя ступень привода механизма поворота крана (самоустановка достигнута постановкой шестерни на зубчатый кардан)

Рис. 4.35. Последняя ступень привода механизма поворота крана (избыточная связь устранена применением бочкообразного зуба)

4.8. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЯГОВЫХ ПРИВодОВ [39]

Возрастание скоростей вызвало появление новых конструкций тяговых приводов. Однако до настоящего времени еще используются применительно к ним устаревшей, случайной, а иногда и неправильной терминологией. Например, в термине «опорно-рамное подвешивание» слово «опорное» ничего не дает кроме усложнения. Еще хуже термин «независимое подвешивание», так как он противоречит общепринятому понятию в автомобильном деле, где при независимом подвешивании колеса не соединены осью, а могут совершать колебания на рессорах действительно независимо.

А. А. Шацилло [51] разделил приводы на четыре группы. К сожалению, номера групп даны условно и не отражают их сущности. Ниже предлагается терминология, отвечающая физической сущности рассматриваемого случая, при этом учитывается необходимость достаточной краткости. Тяговый привод состоит из двигателя, редуктора и передаточного механизма (карданы, механизм Альстом и др. в разд. 3.9). Поэтому первая часть термина должна характеризовать тип подвешивания двигателя, вторая — тип подвешивания редуктора и третья — передаточный механизм. Если при подвешивании двигателя все шесть условий связи передаются на раму, то такое подвешивание целесообразно назвать рамным. В этом случае под условием связи понимается ограниченное перемещение — линейное — вдоль заданной оси координат, или угловое — вокруг заданной оси координат, т. е. так, как это принято в теории механизмов.

Если при подвешивании двигателя пять условий связи передаются на ось и одно на раму (трамвайное подвешивание), т. е. доминирует ось, то такое подвешивание целесообразно называть осевым. Такая же терминология целесообразна и для подвешивания редуктора.

Таким образом, приводы с осевым подвешиванием двигателя и редуктора (трамвайное) будут называться осевыми, с рамным подвешиванием двигателя и осевым редуктором (Д, ЭР, ЧС) — рамно-осевыми, с рамным подвешиванием двигателя и редуктора — рамными.

При такой терминологии не требуется пояснять, где будет передаточный механизм, так как при рамно-осевом подвешивании он будет между двигателем и редуктором, а при рамном — между редуктором и осью.

Перейдем к третьей части термина — классификации передаточного механизма. Рамно-осевые приводы в основном различаются длиной карданного вала: короткий с расположением обоих карданов между двигателем и редуктором (вагоны Д и ЭР), средний с расположением одного кардана внутри якоря двигателя (ЧС-2, ЧС-3, ЧС-4) и длинный с расположением одного кардана за двигателем (конструкции Брун-Бовери, Сешерон, ЧС-1).

В рамных приводах карданная передача получила распространение только в приводе Жакмена, где она расположена между колесами (средний карданный вал). Приводы Чанца с наружным редуктором как с коротким карданным валом, так и с полый осью с расположенным внутри нее длинным карданным валом не получили распространения. Поэтому классифицировать рамные приводы по длине карданного вала нецелесообразно. Целесообразно третью часть термина классифицировать по системе передаточного механизма, а еще лучше (если это возможно) — по его кинематике.

Предлагаемая терминология позволяет сделать уточнения, необходимые в каждом конкретном случае, путем соответствующих дополнений, например: «с промежуточным колесом», «с конической передачей и вертикальным двигателем» и т. д. Чтобы пояснить эту терминологию, она приводится в табл. 4.1 для широкоизвестных приводов.

Таблица 4.1

Система привода	Группа по А. А. Шацилло	Устройство	Предлагаемое название привода
Трамвайная	—	Осевое подвешивание двигателя и редуктора	Осевой
Вагонов Д и ЭР	II	Рамное подвешивание двигателя, осевое подвешивание редуктора, короткий карданный вал	Рамно-осевой, короткий карданный вал
Электровозы ЧС-2—ЧС-4	II	Рамное подвешивание двигателя, осевое подвешивание редуктора, средний карданный вал	Рамно-осевой, средний карданный вал
Броун-Бовери, Сешерон. Электровозы ЧС-1	II	Рамное подвешивание двигателя, осевое подвешивание редуктора, длинный карданный вал	Рамно-осевой, длинный карданный вал
Жакмен	III	Рамное подвешивание двигателя и редуктора с промежуточным колесом и карданной передачей	Рамный с промежуточным колесом и карданной передачей
Альстом	IV	Рамное подвешивание двигателя и редуктора со сдвоенной шарнирной передачей Альстом	Рамный со сдвоенной передачей Альстом

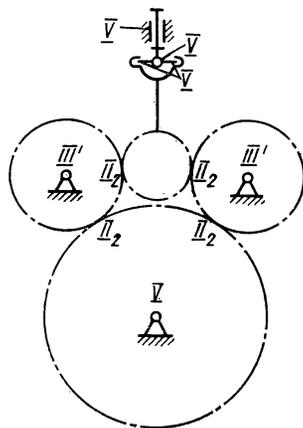
4.9. РАЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ТЯГОВЫХ РЕДУКТОРОВ

Применение промежуточных самоустанавливающихся колес, т. е. колес на сферических опорах (см. пример на с. 196), позволяет иметь линейчатый контакт зубьев даже при значительных перекосах осей. Это дает возможность использовать большую ширину колеса (длину зуба), что соответственно увеличивает нагрузочную способность и долговечность передачи.

Однако мощности, приходящиеся на одну ось, непрерывно растут: если на заре электрификации применялась мощность 300—400 кВт, то теперь обычно 700—800 кВт. Это заставляет подумать и о других путях увеличения нагрузочной способности зубчатых передач. Как известно, планетарные передачи при тех же габаритах передают во много раз большую нагрузку, чем передачи с неподвижными осями. Это объясняется тем, что в них нагрузка передается через несколько сателлитов.

Применить планетарную передачу на электровозе вряд ли возможно, так как она потребует соосности ведущего и ведомого валов. Вал якоря придется делать полым и располагать соосно с осью ската. Эксплуатация такого двигателя потребует многократной распрессовки ската при ремонте (например, смене якорных подшипников). Такого недостатка нет у передач с промежуточными колесами.

Рис. 4.36. Индивидуальный привод с двумя промежуточными колесами и плавающей шестерней



Передача мощности параллельно через два, три или даже четыре промежуточных колеса позволит соответственно увеличить и нагрузочную способность.

При переменном токе стали применять приводы от одного двигателя на две и на три оси вследствие того, что один двигатель легче, дешевле в изготовлении, обслуживании, имеет более высокий КПД и занимает меньше места, чем два двигателя половинной мощности каждый.

Постоянный ток требовал большого числа двигателей на электровозе, так как ездové скорости получались путем комбинаций их включения. При переменном токе соблюдать это требование не следует, так как изменение скорости достигается ступенчатым трансформатором. Поэтому мы рассмотрим следующие случаи: один двигатель на ось (индивидуальный привод), один двигатель на две оси, один двигатель на три оси и два двигателя на три оси.

Количество зубчатых колес и окружные усилия будем сравнивать с индивидуальным приводом при односторонней передаче.

Индивидуальный привод (один двигатель на ось). В случае двух промежуточных колес потребуется уравнильный механизм, обеспечивающий равенство окружных усилий, передаваемых этими колесами (см. рис. 4.27).

Можно уравнивания выполнить по другому принципу (рис. 4.36). Для этого надо шестерню сделать плавающей, соединив ее с якорем с помощью одинарного карданного шарнира. На рис. 4.36, а также и на следующих рисунках условно этот вал развернут на 90° и совмещен с плоскостью чертежа. Кроме того, размеры промежуточных колес должны быть такими, чтобы центры этих колес и шестерни лежали на одной прямой. Число зубьев промежуточного колеса найдем по формуле

$$z_{II} = \frac{z_K + z_{III}}{z_K - z_{III}} (z_{III} + 3).$$

Механизм по расположению карданного вала похож на механизм электровозов ЧС-1, ЧС-2, ЧС-3, ЧС-4. Только у него один карданный шарнир вместо двух и добавлены два промежуточных колеса. В механизме есть лишняя подвижность — перемещение шестерни между промежуточными колесами в пределах радиальных зазоров. Опасаться ее не приходится, так как трение в зубьях будет устранять возможность возникновения колебаний. Окружное усилие будет в 2 раза меньше, чем при односторонней передаче.

К сожалению, из-за габаритов нижнего промежуточного колеса эта схема применима только в случае, если ось якоря расположена несколько выше оси колеса. Чтобы устранить этот недостаток, В. Н. Ермак предложил плавающую шестерню снабжать двумя упорами, работающими поочередно в зависимости от направления передаваемого момента.

Привод с одним двигателем на две оси. Для этого случая известен привод Жакмена (рис. 4.37, а), примененный фирмой Жемонт на французских скоростных



Рис. 4.37. Привод с одним двигателем на две оси:
а – системы Жакмена с тремя избыточными связями; *б* – электровоза ВЛ-40 без избыточных связей; *в* – с тремя промежуточными шестернями без избыточных связей

электровозах. Промежуточное колесо здесь не самоустанавливающееся, поэтому пришлось применить бочкообразный зуб с точечным контактом, снижающим несущую способность. Избыточных связей нет. Нагрузка на зуб шестерни в 2 раза больше, а на остальных такая же, как и при односторонней передаче.

На рис. 4.37, б показан привод электровоза ВЛ-40. В приводе применены самоустанавливающиеся промежуточные шестерни. Это позволяет использовать очень длинный зуб при линейчатом контакте и обеспечить большую несущую способность. Нагрузка на каждый зуб здесь равна нагрузке на зуб при односторонней передаче и в 2 раза меньше, чем в приводе Жакмен. Можно еще уменьшить нагрузку на зуб. Для этого надо поставить три промежуточных колеса, установленных с одинаковыми углами вокруг ведущей шестерни¹ (рис. 4.37, в), а ведущую шестерню сделать плавающей, соединив с валом якоря двойным карданным шарниром. Высоту вала мотора можно выбирать: надо только применить промежуточные колеса с различными числами зубьев.

Конечно, для того, чтобы промежуточные колеса сцепились с шестерней и колесом (а не налезали на их зубья), числа зубьев их надо выбирать по соответствующему расчету (разд. 4.6).

В этом механизме есть одна лишняя подвижность, но она не вредна, так как трение в зубьях исключит возможность возникновения колебательного процесса. Нагрузка на зуб здесь в 1,5 раза меньше, чем при односторонней передаче, и в 3 раза меньше, чем в приводе Жакмен. Нагрузка на зубья нижнего промежуточного колеса, зацепляющегося с ведомыми колесами, еще меньше (в 2 раза).

Привод с одним двигателем на три оси. При расположении двигателя над средней осью (рис. 4.38, а) придется привод на эту ось осуществлять через промежуточное колесо. Иначе невозможно вписать двигатель большой мощности. Привод на каждую крайнюю ось осуществляется через три промежуточных колеса. Из промежуточных колес два надо ставить на вращательные пары (I) и пять на сферические (III'). Контакт между всеми зубьями линейчатый, поэтому зубья можно делать очень длинными. Нагрузка на зуб равна нагрузке при односто-

¹ Решетов Л. Н. Передаточный механизм локомотива. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1969, № 27, авторское свидетельство № 250974.

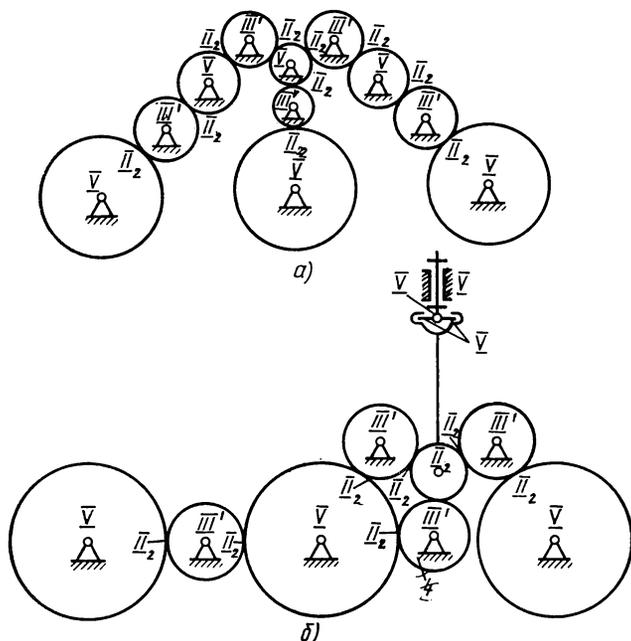


Рис. 4.38. Привод с одним двигателем на три оси:

а — с двигателем над средней осью; б — с двигателем между осями и тремя промежуточными зубчатыми колесами

ронной передаче. Количество зубчатых колес 11. Оно приближается к количеству при двусторонней передаче. Однако тут применен один двигатель вместо трех, исключено влияние перекосов на работу зубьев, да и колеса меньше по размерам, чем большие колеса при односторонней передаче.

При расположении двигателя между осями (рис. 4.38, б) шестерню его надо сделать плавающей, соединив ее одинарным карданом с валом якоря. Три промежуточных колеса на сферических опорах надо расположить равномерно вокруг моторной шестерни. От одной из них привод идет на крайнюю ось, от двух других — на среднюю. На другую крайнюю ось привод идет от средней через промежуточное колесо на сферической опоре.

Высоту вала мотора, так же, как и на рис. 4.37, в, можно выбирать, изменяя размеры промежуточных колес.

Нагрузка на зуб равна нагрузке при односторонней передаче. Количество колес равно восьми, т. е. приближается к количеству колес при односторонней передаче. Кроме того, здесь один двигатель приходится на три оси, и исключено влияние перекосов на работу зубьев.

Поэтому обе схемы с приводом трех осей от одного двигателя надо считать весьма перспективными. В последней схеме моменты, передаваемые на оси, одинаковы. При различных износах бандажей и получающейся вследствие этого пробуксовке моменты на оси будут отличаться друг от друга. Чтобы это не нарушило работу привода, можно, во-первых, моторную шестерню снабдить упорами, которые бы ограничивали ее перемещение. Упоры удобно сделать в виде цилиндров радиуса, одинакового с подлоидной окружностью, и поставить их на мо-

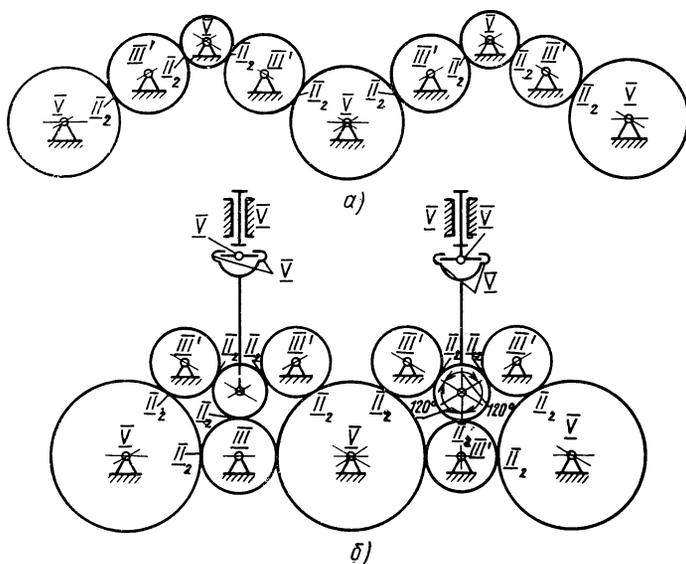


Рис. 4.39. Привод с двумя двигателями на три оси:

a - при большой базе тележки; ζ - с тремя промежуточными зубчатыми колесами

торную шестерню и окружающие ее три промежуточные; во-вторых, нижнее промежуточное колесо сцепить с обоими большими колесами (рис. 4.37, в). Правда, при этом придется соединить моторную шестерню с якорем уже не одинарным, а двойным карданным шарниром; в-третьих, нижнее промежуточное колесо сцепить со вторым большим с боковым зазором. Тогда при нормальной работе это сцепление не будет мешать самоустановке, а будет включаться в работу только при буксовании.

Привод с двумя двигателями на три оси. Два двигателя на трехосную тележку могут потребоваться, если не удастся вместиť один двигатель требуемой мощности. При двух двигателях свободен центр тележки для размещения шкворня, что упрощает конструкцию тележки. Кроме того, здесь хорошо komponуются зубчатые передачи.

При большой базе тележки целесообразен привод, изображенный на рис. 4.39, *a*. Оси моторных шестерен опираются на вращательные пары, а промежуточные колеса — на сферические опоры. Нагрузка на зуб в передачах к крайним осям равна нагрузке при односторонней передаче, а нагрузка в передачах к средней оси в 2 раза меньше, т. е. такая же, как и при двусторонней передаче. Количество колес должно быть равно девяти.

При малой базе целесообразен привод, приведенный на рис. 4.39, *б*. Моторные шестерни здесь плавающие — соединены с валами якорей одинарными карданными шарнирами, с каждой моторной шестерней зацепляются три промежуточных на сферических опорах. С каждым большим колесом зацепляются по два промежуточных. Чтобы пробуксовка колес не нарушала работу привода, надо принять такие меры, как и при одном двигателе на три оси.

Нагрузка на зуб всех колес здесь одинакова и равна половине нагрузки при односторонней передаче. Количество зубчатых колес равно 11, т. е. даже меньше,

чем при двусторонней передаче при значительно меньших размерах колес. Кроме того, исключено влияние перекосов на работу зубьев. Поэтому последняя схема особенно выгодна.

4.10. СКОРОСТНОЙ ТЯГОВЫЙ ПРИВОД

При больших скоростях поезда вертикальные ускорения колесной пары очень велики. Зимой при промерзшем верхнем строении пути они достигают 50 *g*. Поэтому важно так сконструировать приводы, чтобы эти ускорения не вызывали дополнительных динамических нагрузок на зубчатые колеса и якорь двигателя, т. е. надо предусмотреть надлежащую подвижность. Для этого воспользуемся теоремой о дополнительных тангенциальных ускорениях. Докажем ее. Пусть точка *A* механизма, движущаяся со скоростью v_A , получит дополнительное тангенциальное ускорение a_{Ad} . Тогда через dt точка *A* будет иметь скорость $v_A + dv_A$. Соответственно другая точка *B* того же механизма будет иметь скорость $v_B + dv_B$.

$$\text{Тогда } \frac{v_B + dv_B}{v_A + dv_A} = \frac{v_B}{v_A} \text{ или } \frac{v_B + dv_B}{v_B} = \frac{v_A + dv_A}{v_A}.$$

Взяв отношения разностей предыдущего и последующего члена пропорции к своему последующему, получим

$$\frac{dv_B}{v_B} = \frac{dv_A}{v_A} \text{ или } \frac{dv_A}{dv_A} = \frac{v_B}{v_A}.$$

Умножая числитель и знаменатель левой части на dt , получим

$$\frac{dv_B \cdot dt}{dt \cdot dv_A} = \frac{v_B}{v_A} \text{ или } \frac{a_{Bd}}{a_{Ad}} = \frac{v_B}{v_A},$$

т. е. дополнительные тангенциальные ускорения точек механизма пропорциональны их абсолютным скоростям.

А так как за бесконечно малый промежуток времени перемещения точек пропорциональны их скоростям, то можно считать, что дополнительные тангенциальные ускорения точек механизма пропорциональны их абсолютным перемещениям. Для тягового привода это означает, что вертикальные поступательные перемещения колесной пары (вследствие игры рессор) не должны вызывать дополнительного поворота якоря. Это условие нарушено при осевом (трамвайном) подвешивании двигателя, плохая динамика которого хорошо известна. При рамно-осевом подвешивании (рамное подвешивание двигателя и осевое редуктора) выполнение поставленного условия зависит от направления тяги, на которой подвешен редуктор. Если она горизонтальна, то условие выполнено, но тогда кардан должен быть рассчитан на полную игру рессор, что довольно затруднительно. При вертикальной или наклонной тяге условие хорошей динамики не соблюдается. При рамном подвешивании и любом передаточном механизме (Сименс-Шуккерт, Бухли, Эрликон, Ганц, Шкода, Кравченко, Альстом) или двойном кардане на оси колесной пары (Жакмен) поставленное условие полностью выполняется. В приводе с промежуточным колесом это условие можно выполнить и в бескарданной конструкции¹ (рис. 4.40). Необходимо только, чтобы расстояния от оси промежуточного колеса до точки подвеса и до оси колесной пары были равны. Треугольники скоростей, они же и треугольники дополнительных тангенциальных ускорений, показаны на рис. 4.40.

¹ Решетов Л. Н. Тяговый привод локомотива. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1976, № 46, авторское свидетельство № 538929.

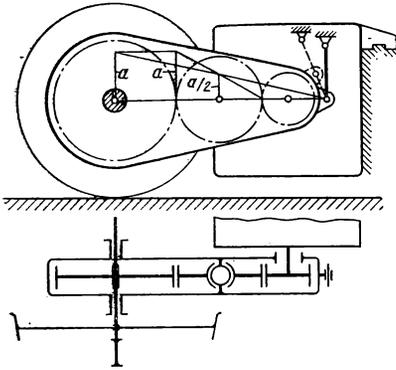
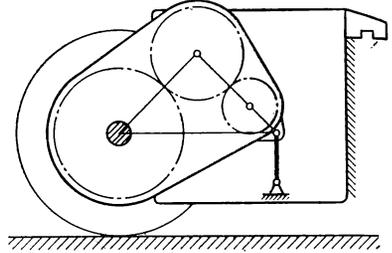


Рис. 4.40. Скоростной привод с прямой линией центров

Рис. 4.41. Скоростной привод с угловой линией центров



Центр промежуточного колеса получит ускорение $\frac{a}{2}$, левая его сторона – уско-

рение a , тогда правая сторона будет иметь нулевое ускорение, что и требуется.

Конечно, в точке, где вал якоря проходит через стенку редуктора, должна быть надлежащая подвижность, предусмотренная конструкцией уплотнения. Линия центров в такой передаче может быть прямой, как на рис. 4.40, или с изломом, как на рис. 4.41. Недопустимо только, чтобы угол излома был равен 2α , так как тогда паразитное колесо, поставленное на сферическую опору, не будет самоустанавливаться. Необходимо также, чтобы расстояния от оси паразитного колеса до точки подвеса и до оси колесной пары были равны.

4.11. МЕХАНИЗМЫ С КОНИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ

Конические колеса невыгодно применять в машинах вследствие большой сложности их изготовления и эксплуатации (по сравнению с цилиндрическими). Однако для тех случаев, когда обойтись без них не удастся, можно выполнить их без избыточных связей.

Для этого при двухсателлитном исполнении выравнивания окружных усилий сателлитов можно достичь путем использования равенства пропорциональных им осевых усилий сателлитов (рис. 4.42). Сателлиты следует связать общей осью, которая имеет осевую подвижность в подшипниках водила. Как и при цилиндрических колесах, здесь возможны два решения. Сателлиты можно сделать само-

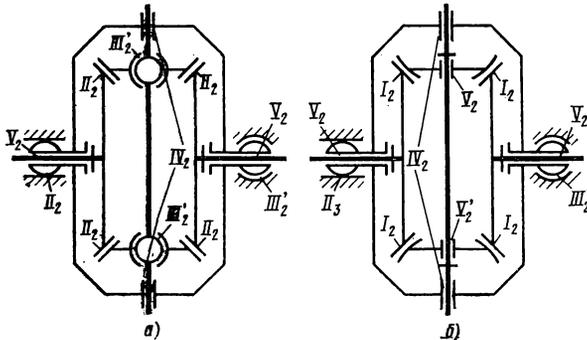


Рис. 4.42. Двухсателлитный симметричный дифференциал: а – с линейчатым контактом; б – с точечным контактом

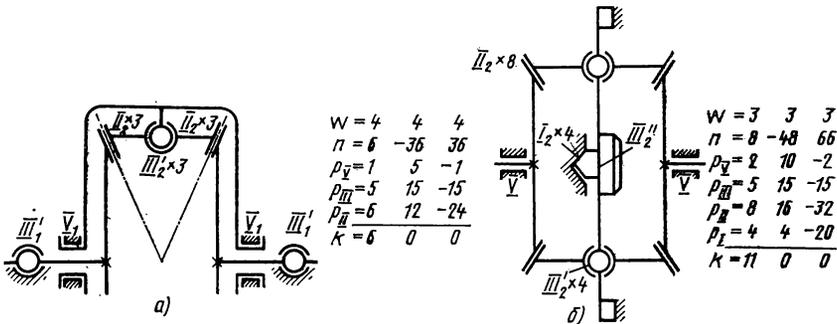


Рис. 4.43. Автомобильный дифференциал с коническими сателлитами: а — с тремя; б — с четырьмя

устанавливаемыми на сферических опорах III_2 (рис. 4.42, а). При этом центр сферы должен располагаться на прямой, соединяющей точки приложения окружающих усилий конических колес. Эти точки смещены от середины зуба в сторону, противоположную вершине конуса, на величину

$$\frac{b}{6} \frac{r' - r''}{r' + r''},$$

где r' — наибольший радиус аксоидного конуса; r'' — наименьший радиус аксоидного конуса. Зубья в этом случае следует применять с линейчатым контактом II_2 . Можно устанавливать сателлиты также и на вращательных парах V_2 (рис. 4.42, б), но зубья в этом случае необходимо делать бочкообразными с точечным контактом I_2 . Из-за него в этом случае несущая способность ниже. В обоих случаях избыточные связи отсутствуют. Такой механизм целесообразно применять в дифференциалах малолитражных автомобилей и мотоциклов. Для устранения трения в выравнивающем механизме ось надо делать вращающейся, соединяя ее с одним из сателлитов.

Перейдем к дифференциалу с тремя сателлитами (рис. 4.43, а). Чтобы обеспечить равномерное распределение окружного усилия между сателлитами, надо полуосевые шестерни сделать плавающими, используя подвижность сферических опор III_1 или гибкость полуосей. Правда, можно было бы сделать плавающей только одну полуосевую шестерню, но для симметрии целесообразно сделать обе. Тогда к двум общим подвижностям дифференциала прибавятся две местные — перемещение полуосевых шестерен в вертикальном и горизонтальном направлениях. Поэтому $w = 4$.

Выравнивание окружных усилий при четырехсателлитном исполнении достигнуто в дифференциале Торнтон Пауэр Лок, показанном на рис. 4.43, б условно с неподвижным водилом. Крестовины в нем применены перпендикулярными осями, которые прижимаются друг к другу плоскостной парой III_2' и к водилу наклонными парами I_2 . Равенство сил в парах I_2 одной оси дает равенство моментов, передаваемых сателлитами на одной оси. Равенство действия и противодействия в паре III_2' дает равенство моментов, передаваемых парами сателлитов на двух осях.

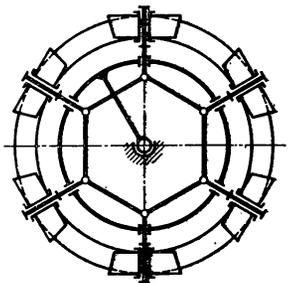


Рис. 4.44. Планетарный дифференциал с многими коническими сателлитами

При числе сателлитов больше трех для выравнивания окружных усилий требуется уравнительный механизм. Когда оси сателлитов перпендикулярны осям основных звеньев, уравнительные механизмы получаются особенно простыми. Они представляют собой шарнирный многоугольник, соединяющий оси сателлитов и выравнивающий их осевые усилия (рис. 4.44). При осевом перемещении конических колес нарушается совпадение вершин их конусов. Поэтому такие уравнительные механизмы пригодны только для колес с точечным контактом.

Пользуясь изложенными приемами, можно разработать рациональные схемы (без избыточных связей) и для других аналогичных планетарных механизмов.

Очень трудно избавиться от избыточных связей в двойных дифференциалах (механизмы поворота гусеничных машин). У них каждый сателлит, состоящий из двух колес, зацепляется с четырьмя колесами. Чтобы избежать избыточных связей, придется делать очень много плавающих звеньев и зубчатых карданов, разместить которые практически невозможно. Поэтому двойные дифференциалы не могут хорошо работать. Если учесть и другие недостатки («не держат дорогу»), то их нецелесообразно применять.

4.12. ЦИЛИНДРО-КОНИЧЕСКИЙ РЕДУКТОР

Получить самоустанавливающиеся колеса можно и в двухступенчатом редукторе, составленном из передачи коническими колесами и передачи цилиндрическими колесами¹ (рис. 4.45). Так же как и в передаче с промежуточным колесом, здесь придется блок промежуточных колес, составленный из большого конического колеса и цилиндрической шестерни, поставить на сферическую опору III' . Ведущее коническое колесо и ведомое цилиндрическое надо ставить на вращательные пары V . Механизм будем проектировать из условия получения линейчатого контакта пары класса II_2 между зубьями колес.

Подсчет по формуле (1.1) показывает, что избыточные связи отсутствуют.

Рассмотрим подвижности в контурах. Первый контур — стойка, пара V , малое коническое колесо, пара II_2 , большое коническое колесо, пара III' , стойка. Второй контур — стойка, пара V , большое цилиндрическое колесо, пара II_2 , шестерня, пара III' , стойка. Оси координат показаны на рис. 4.45. Оси x в обоих зацеплениях направлены по нормальям к профилям, оси y — по касательным и оси z — по осям вращения колес.

Пара III' входит в оба контура. Три ее угловые подвижности возьмем по осям y_1 , y_2 и z_2 . Это вполне допустимо, так как эти оси не лежат в одной плоскости. Конечно, если они окажутся в одной плоскости, то самоустанавливаемость будет отсутствовать. Распределение подвижностей показано на рис. 4.45. Из этой схемы видно, что ни избыточных связей, ни вредных местных подвижностей в механизме нет. Рассмотрим равновесие плавающего звена — из второго и третьего колес (рис. 4.46). Выполнение этого условия необходимо для самоустанавливаемости. Обычно оно соблюдается автоматически, а в данном случае необходимо соблюсти определенные условия, к выводу которых и переходим.

Будем рассматривать отдельно тангенциальные Q_{T2} и Q_{T3} и распорные Q_{P2} и Q_{P3} силы. Если углы зацепления считать различными в обоих зацеплениях, то $Q_{P2} = Q_{T2} \operatorname{tg} \alpha_2$ и $Q_{P3} = Q_{T3} \operatorname{tg} \alpha_3$,

откуда

$$\frac{Q_{P2}}{Q_{P3}} = \frac{Q_{T2} \operatorname{tg} \alpha_2}{Q_{T3} \operatorname{tg} \alpha_3}. \quad (4.51)$$

¹ Решетов Л. Н. Двухступенчатая зубчатая передача. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1975, № 6, авторское свидетельство № 460387.

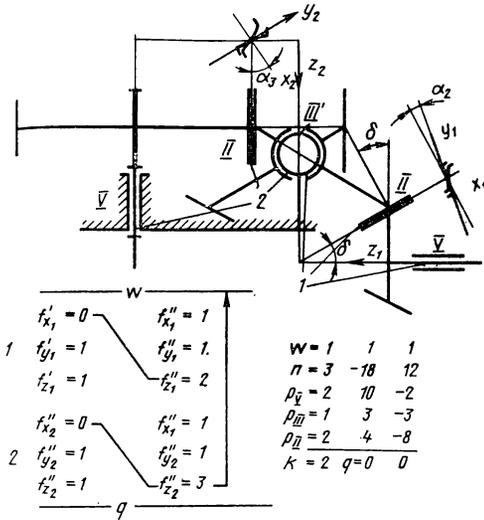
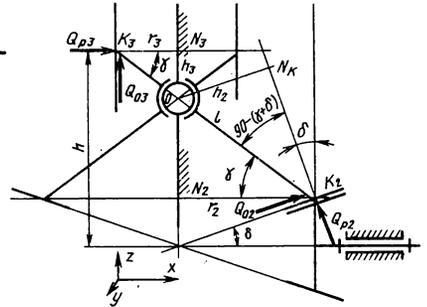


Рис. 4.45. Цилиндро-конический редуктор

Рис. 4.46. Равновесие плавающего звена



Уравнения равновесия сведутся к уравнениям моментов относительно трех осей, проходящих через точку O (см. рис. рис. 4.46). На этом рисунке расположение осей координат взято другое, чем на рис. 4.45, а именно: ось x — по оси малого конического колеса, ось z — по оси большого, ось y — им перпендикулярно.

$$\text{Из } \sum M_x = 0 \text{ получим } \frac{ON_3}{ON_2} = \frac{Q_{T2}}{Q_{T3}}$$

$$\sum M_z = 0 \text{ находим } \frac{K_3 N_3}{K_2 N_2} = \frac{Q_{T2}}{Q_{T3}} = \frac{r_3}{r_2} \tag{4.52}$$

$$\text{Отсюда } \frac{ON_3}{ON_2} = \frac{K_3 N_3}{K_2 N_2},$$

т. е. треугольники $ON_2 K_2$ и $ON_3 K_3$ подобны. Следовательно, $K_2 O K_3$ — прямая.

Поэтому шаровая опора должна лежать на прямой, соединяющей середины зубьев обоих зацеплений.

$$\text{Из } \sum M_y = 0 \text{ получим } \frac{h_3}{h_2} = \frac{Q_{P2}}{Q_{P3}}$$

Подставляя сюда $\frac{Q_{P2}}{Q_{P3}}$ из формулы (4.51) и $\frac{r_3}{r_2} = \frac{Q_{T2}}{Q_{T3}}$ из формулы (4.52), получим

$$\frac{h_3}{h_2} = \frac{r_3 \operatorname{tg} \alpha_2}{r_2 \operatorname{tg} \alpha_3}$$

Но из рис. 4.46 видно, что $h_3 = r_3 \operatorname{tg} \gamma$ и $h_2 = \frac{r_2}{\cos \gamma} \sin [90^\circ - (\gamma + \delta)] = r_2 \frac{\cos(\gamma + \delta)}{\cos \gamma}$.

Подставляя эти значения в формулу для $\frac{h_3}{h_2}$ и сокращая на r_2 и r_3 , получим

$$\frac{\operatorname{tg} \gamma \cos \gamma}{\cos(\gamma + \delta)} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_3},$$

или

$$\frac{\sin \gamma}{\cos(\gamma + \delta)} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_3}. \quad (4.53)$$

Для частного случая $\alpha_2 = \alpha_3$

$$\cos(90^\circ - \gamma) = \cos(\gamma + \delta).$$

Из условия равных косинусов $90^\circ - \gamma = \gamma + \delta$

$$\gamma = 45^\circ - \frac{\delta}{2} \quad (4.54)$$

В общем виде из формулы (4.53) получим

$$\frac{\cos \gamma \cos \delta - \sin \gamma \sin \delta}{\sin \gamma} = \operatorname{ctg} \gamma \cos \delta - \sin \delta = \frac{\operatorname{tg} \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_2},$$

или

$$\operatorname{ctg} \gamma = \frac{\operatorname{tg} \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_2 \cos \delta} + \operatorname{tg} \delta$$

и

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1}{\frac{\operatorname{tg} \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_2} \frac{1}{\cos \delta} + \operatorname{tg} \delta} = \frac{1}{\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_2} \frac{1}{\sin \delta} + 1 \right) \operatorname{tg} \delta}. \quad (4.55)$$

Расстояние между средней плоскостью цилиндрических колес и осью ведущего колеса

$$h = (r_2 + r_3) \operatorname{tg} \gamma + r_1. \quad (4.56)$$

Редуктор применим и для косозубых колес. Надо только выполнить условие равновесия плавающего блока относительно оси y .

Необходимо, чтобы отдельно уравновешивались силы, направленные вдоль образующих, т. е.

$$Q_{02} = Q_{r2} \operatorname{tg} \beta_2 \text{ и } Q_{03} = Q_{r3} \operatorname{tg} \beta_3 \quad (4.57)$$

и отдельно распорные силы Q_{p2} и Q_{p3} .

Это необходимо потому, что при изменении направления вращения передаваемого момента изменяются направления сил Q_{02} и Q_{03} , а направления сил Q_{p2} и Q_{p3} сохраняются.

Для распорных сил сохраняется уравнение (4.53).

Для сил вдоль образующих $\sum M_y = 0$. Тогда $Q_{03} K_3 N_3 = Q_{02} K_2 N_k$. Подставляя сюда значения Q_{02} и Q_{03} из формул (4.57), а также и

$$K_3 N_3 = r_3 \text{ и } K_2 N_k = r_2 \frac{\cos[90^\circ - (\gamma + \delta)]}{\cos \gamma} = r_2 \frac{\sin(\gamma + \delta)}{\cos \gamma},$$

получим

$$Q_{r3} \operatorname{tg} \beta_3 r_3 = Q_{r2} \operatorname{tg} \beta_2 r_2 \frac{\sin(\gamma + \delta)}{\cos \gamma}.$$

Но $Q_{T3}v_3 = Q_{T2}v_2$, поэтому

$$\frac{\operatorname{tg} \beta_3}{\operatorname{tg} \beta_2} = \frac{\sin(\gamma + \delta)}{\cos \gamma}. \quad (4.58)$$

4.13. МЕХАНИЗМЫ ФРИКЦИОННЫХ ВАРИАТОРОВ

В настоящее время имеется большое число систем [16] фрикционных вариаторов. Пример устранения избыточных связей покажем на одном из лучших вариаторов — многодисковом (рис. 4.47).

Основным недостатком фрикционных передач является большая нагрузка на подшипники $N = \frac{Q_0}{f}(Q_0 - \text{окружная сила; } f - \text{коэффициент трения})$, т. е. она в $\frac{1}{f}$

раз больше, чем в зубчатых передачах, где нагрузка подшипников равна примерно Q_0 . В многодисковых вариаторах он устранен тем, что нормальные силы замыкаются внутри пакета дисков и не передаются на подшипники. Существует и другой путь уменьшения нагрузки на подшипники — использованием центробежной силы сателлитов. Он применяется в планетарно-фрикционных вариаторах. Рассмотрим фрикционную передачу с коническими дисками, линейчатым контактом (пара I_2) и нажатием путем натяга при сборке (рис. 4.48, а). Регулирование передаточного числа здесь возможно изменением межцентрового расстояния. В этой передаче $w = 2$ — вторая подвижность вследствие проскальзывания, так как силу трения мы не считаем условием связи в кинематических парах. По формуле (1.1) найдем $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 2 \cdot 1 = 2$. Первая избыточная связь возникла вследствие линейчатого контакта. Она дает неравномерное распределение нагрузки вдоль этого контакта и устраняется применением точечного контакта — пары I_2 .

Вторая избыточная связь — статически неопределимая зависимость нажатия N от деформаций звеньев. Она устраняется саморегулированием. Для этого одно из фрикционных колес соединяется с валом винтовой парой V_4 (рис. 4.48, б), и осевое усилие винта $N \cos \beta$ используется для нажатия N . Обозначим R — радиус диска; r — радиус винта; α — угол подъема винтовой линии; $S = 2\pi r t g \alpha$ — шаг винта. Момент, передаваемый силой трения, $M = fNR$; момент, передаваемый винтом, $M = N \cos \beta r t g \alpha$. Здесь мы не учли трение в нарезке, так как при

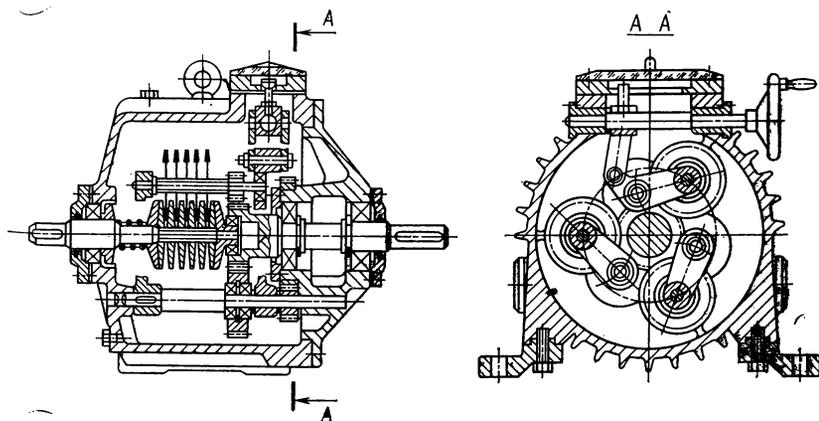


Рис. 4.47. Многодисковый вариатор

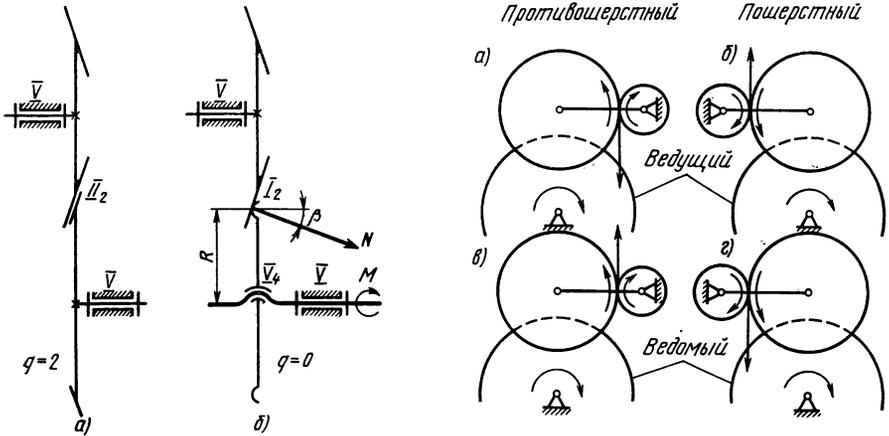


Рис. 4.48. Фрикционная передача с коническими дисками:

a – с двумя избыточными связями и ручным регулированием нажатия; *б* – без избыточных связей с автоматическим регулированием нажатия

Рис. 4.49. Направление окружного усилия, действующего на шестерню бокового блока дисков

работе будет меняться направление движения в винтовой паре, т. е. момент будет изменяться от $N \cos \beta r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$ до $N \cos \beta r \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)$ (φ – угол трения), а среднее значение будет $M = N \cos \beta r \operatorname{tg} \alpha$. Приравнявая эти моменты, получим

$$fNR = N \cos \beta r \operatorname{tg} \alpha, \text{ но } r \operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{2\pi},$$

поэтому

$$\frac{R}{\cos \beta} = \frac{S}{2\pi f} = \operatorname{const.}$$

В многодисковом вариаторе $\beta = \operatorname{const.}$ Поэтому $R = \operatorname{const.}$, т. е. устройство, регулирующее нажатие, должно быть установлено на отбуртованном диске, радиус которого не меняется – безразлично, ведущий он или ведомый.

Для вариантов, с переменным углом β , диск, на котором ставится устройство, регулирующее нажатие, должен иметь профиль $\frac{R}{\cos \beta} = \operatorname{const.}$

Особый вид избыточных связей встречается в многодисковых вариаторах. По своему принципу такие вариаторы являются многопоточными. Если в различных потоках передаточные числа (вследствие неточностей изготовления и сборки) окажутся различными, то неизбежно проскальзывание и с ним износ и уменьшение КПД. Поэтому механизм надо проектировать так, чтобы передаточные числа в различных потоках сами выравнивались, а для этого должны выравниваться передаваемые усилия и моменты. Рассмотрим силы, действующие на зубчатое колесо периферийного пакета дисков (рис. 4.49), где угловые скорости показаны стрелками. Угловая скорость центральной шестерни противоположна угловой скорости центрального пакета дисков.

Рассмотрим случай, когда этот пакет выполнен с устройством, регулирующим нажатие, и с отбуртованными дисками. Боковые пакеты должны иметь конические диски. В схемах *a* и *b* сила, действующая на боковую шестерню, втягивает

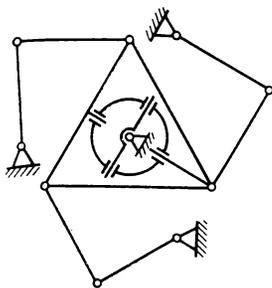


Рис. 4.50. Уравнительный механизм для многодискового вариатора

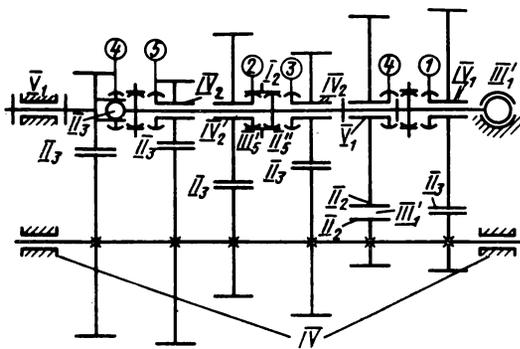


Рис. 4.51. Автомобильная коробка передач с самоустанавливающимися колесами и арочными зубьями

2 - вперед			Назад		
$w = 1$	1	1	$w = 1$	1	1
$n = 5$	-30	30	$n = 6$	-36	36
$\rho_{\bar{V}} = 1$	5	-1	$\rho_{\bar{V}} = 2$	10	-2
$\rho_{\bar{IV}} = 2$	8	-4	$\rho_{\bar{IV}} = 1$	4	-2
$\rho_{\bar{III}} = 3$	9	-9	$\rho_{\bar{III}} = 4$	12	-12
$\rho_{\bar{II}} = 3$	6	-12	$\rho_{\bar{II}} = 4$	8	-16
$\rho_{\bar{I}} = 1$	1	-5	$\rho_{\bar{I}} = 1$	1	-5
$k = 5$	0	0	$k = 6$	0	0

пакет дисков, а в схемах б и в выталкивает. В схеме а, если боковой пакет опустится ниже других, то его угловая скорость будет стремиться увеличиваться. Возрастут передаваемый момент и втягивающая сила. Следовательно, пакет будет опускаться еще ниже и работа будет неустойчивой. В схеме б, если боковой пакет опустится ниже других, то его угловая скорость будет увеличиваться. Возрастут передаваемый момент и выжимающая сила, которая стремится приподнять пакет и восстановить равновесие, т. е. работа будет устойчивой. Аналогичные рассуждения показывают, что схема в будет неустойчивой, а схема г устойчивой.

Обобщив все сказанное, можно сделать вывод, что при отбуртованных дисках на центральном пакете для устойчивой работы водила боковых пакетов должны быть расположены пошерстно по отношению к центральному пакету.

При отбуртованных дисках на боковых пакетах устойчивая работа будет при противоположном расположении их водил.

Для выравнивания регулирующих сил звено, управляющее передаточным числом, должно быть плавающим. Проще всего его поставить на муфту Ольдгема. Такая схема предложена Л. Н. Решетовым и Я. Я. Гайпелем (рис. 4.50). Предлагаемая схема дает регулирование при постоянной мощности. При этом момент двигателя постоянный, а момент на ведомом валу увеличивается при уменьшении скорости, что наиболее выгодно. Эксперименты Я. Я. Гайпеля показали, что за счет самоустановки КПД на полной нагрузке возрастает на 5-10%, а потери на трение уменьшаются вдвое. Правда, для этого надо еще уравновесить вес периферийных пакетов, что было сделано пружиной.

4.14. АВТОМОБИЛЬНАЯ КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

Получить самоустанавливающиеся колеса на всех передачах можно, применив арочный зуб. Такая коробка с пятью ступенями для хода вперед, из которых одна ускоряющая, и с одной передачей для хода назад показана на рис. 4.51. Здесь все передачи постоянного зацепления - включение их осуществляем муфтами.

Осевую подвижность, необходимую для устранения избыточных связей при арочном зубе, можно дать только промежуточному валу, поставив его на пару IV_1 . Ведущему и ведомому валу осевой подвижности давать нельзя. Поэтому вторую осевую подвижность можно получить в соединении ведомых колес с ведомым валом. Для этого надо ведомые колеса ставить на цилиндрические пары IV_1 , а включать их цилиндрическими муфтами III'_5 , оставляющими осевую подвижность. На рис. 4.51 показана включенной вторая передача. Подсчет избыточных связей, по структурным формулам, дан слева внизу на том же рисунке.

Для заднего хода следует применить прямозубые колеса, поставив промежуточное колесо (не показано на рис. 4.51) на сферическую пару III_1 . Осевой подвижности здесь не требуется, поэтому соединение колеса заднего хода с ведомым валом следует выполнить вращательной парой V_1 . Для заднего хода подсчет избыточных связей, по структурным формулам, дан справа внизу на рис. 4.51.

4.15. МНОГУСТУПЕНЧАТЫЕ КОРОБКИ СО СТУПЕНЯМИ ВОЗВРАТА

Такие коробки благодаря малому числу зубчатых колес целесообразны для больших колесных и гусеничных машин. Коробки легко сделать самоустанавливающимися, используя муфты как зубчатые карданы, что хорошо можно видеть на примере восьмиступенчатой коробки (рис. 4.52). В обычной конструкции каждое зубчатое колесо опиралось на два подшипника, расположенные в промежуточных перегородках. Таких перегородок у восьмиступенчатой коробки получалось восемь. Они очень удорожали ее производство и утяжеляли вес коробки. Избежать этого и устранить избыточные связи можно, если промежуточные колеса опирать на вторичный и промежуточный валы с достаточными диаметрами (рис. 4.52).

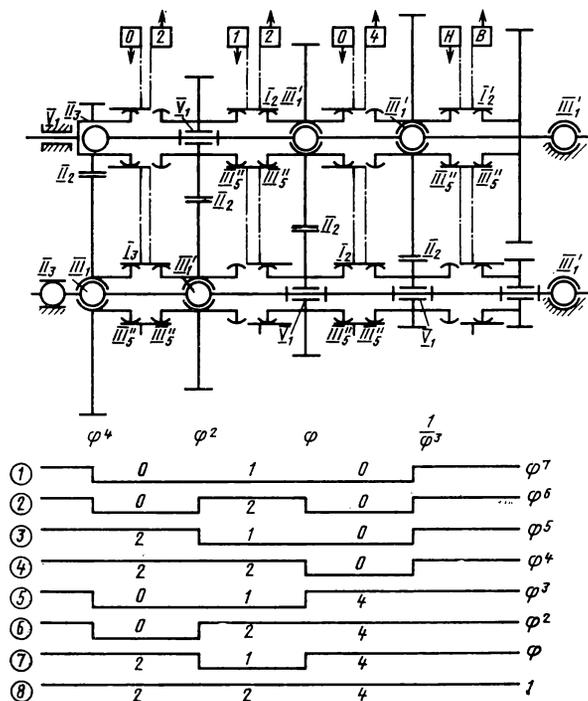


Рис. 4.52. Коробка передач со ступенями возврата с прямыми зубьями

②-⑧

$W = 6$	6	6
$\eta = 14$	-84	84
$\rho_{VI} = 4$	20	-4
$\rho_{III} = 14$	42	-42
$\rho_{II} = 6$	12	-24
$\rho_I = 4$	4	-20
$\kappa = 14$	0	0

⑦-⑧

$W = 5$	5	5
$\eta = 13$	-78	78
$\rho_{VI} = 4$	20	-4
$\rho_{III} = 13$	39	-39
$\rho_{II} = 5$	10	-20
$\rho_I = 4$	4	-20
$\kappa = 13$	0	0

Для самоустанавливаемости промежуточное колесо заднего хода (которое не показано на рис. 4.52) ставим на сферический подшипник. В каждой паре зацепляющихся колес одно ставим на сферический подшипник. Для этого выбираем большое колесо, чтобы разместить подшипник достаточной нагрузочной способности. У каждого такого колеса остается одна местная подвижность. Но опыт показал, что она безвредная.

Через ϕ обозначаем знаменатель геометрического ряда передач. Передаточные числа каждой пары зубчатых колес показаны под ними.

В рассматриваемой коробке одновременно переключаются муфты вторичного и промежуточного валов (на рис. 4.52 они соединены осевым пунктиром).

Номера положений муфт на рис. 4.52 обведены квадратом. Нумерация выполнена с учетом того, что сумма номеров включенных муфт давала номер включенной передачи (скорости) [30]. Стрелки у номеров положений направлены вверх (мощность на этом участке передается по вторичному валу) или вниз (по промежуточному).

Направление потока мощности показано ломаной линией под схемой механизма на рис. 4.52. Слева от нее даны номера передач, справа — передаточные числа. Номера включенных муфт показаны на ломаной линии (под ними). Внизу справа дан подсчет избыточных связей для второй передачи — хода вперед (самой сложной). Подвижность складывается из основной и местных: промежуточного вала и четырех зубчатых колес, поставленных на сферические подшипники. Внизу справа дан подсчет первой передачи — назад. Подвижность складывается из основных и местных: промежуточного вала и трех угловых подвижностей двух зубчатых

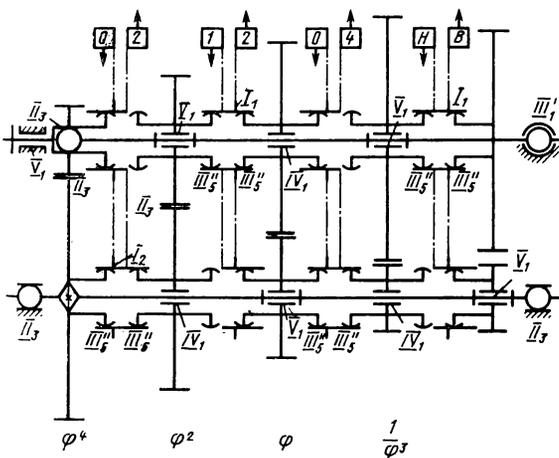
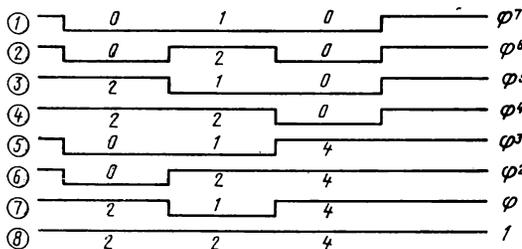


Рис. 4.53. Коробка передач со ступенями возврата с арочными зубьями

② - ⑧

W	$= 1$	1	1
n	$= 13$	-78	84
$\rho_{\bar{v}}$	$= 4$	20	-4
$\rho_{\bar{iv}}$	$= 3$	12	-6
$\rho_{\bar{m}}$	$= 9$	27	-27
$\rho_{\bar{ii}}$	$= 7$	14	-28
$\rho_{\bar{i}}$	$= 4$	4	-20
k	$= 14$	0	0



① - ⑧

W	$= 3$	3	3
n	$= 12$	-72	78
$\rho_{\bar{v}}$	$= 3$	15	-3
$\rho_{\bar{iv}}$	$= 2$	8	-4
$\rho_{\bar{m}}$	$= 10$	30	-30
$\rho_{\bar{ii}}$	$= 6$	12	-24
$\rho_{\bar{i}}$	$= 4$	4	-20
k	$= 13$	0	0

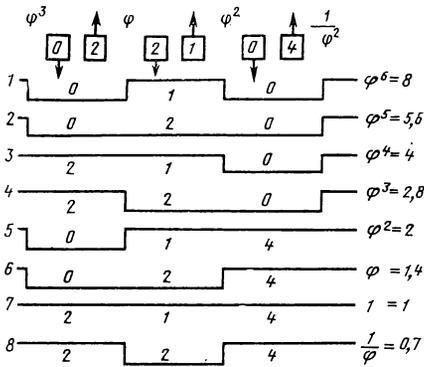


Рис. 4.54. Схема включений с одной ускоряющей передачей

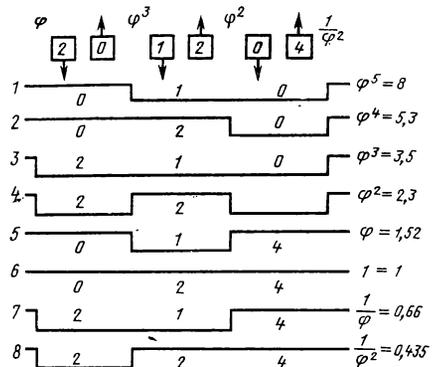


Рис. 4.55. Схема включений с двумя ускоряющими передачами

колес, поставленных на сферические подшипники. У одного из этих колес, второго на промежуточном валу, остается две местные подвижности, так как его зубья не передают момента.

Другой вариант такой коробки возможен при применении колес с арочным зубом, кроме узла заднего хода, где остаются прямозубые колеса и промежуточное колесо на сферической опоре (рис. 4.53). В этом варианте нет колес на сферических подшипниках, размещение которых может встретить затруднение при установке их в коробках с ускоряющими ступенями, и связанных с ними местных угловых подвижностей. У каждой пары зацепляющихся колес одно должно иметь осевую подвижность, т. е. быть поставлено на кинематическую пару IV_1 .

Внизу на рис. 4.53 дан подсчет избыточных связей для второй передачи — вперед и первой передачи — назад. У второго случая $w = 3$ — основная подвижность и две осевые подвижности двух колес на подшипниках IV_1 . Эти подвижности приходится вводить в структурные формулы, так как мы не рассматриваем зацепления этих колес, которые ликвидируют местные подвижности.

Рассматриваемые коробки могут быть выполнены и с ускоряющими передачами — с одной (рис. 4.54) и с двумя (рис. 4.55). Обозначения приняты на них те же, что и на рис. 4.52 и 4.53. Кроме того, справа даны числовые значения передаточного числа для случая, когда на первой передаче оно равно восьми.

4.16. ЭФФЕКТ САМОУСТАНОВЛИВАЕМОСТИ В ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Электровозная передача с $t = 10$ мм с трудом передает мощность 800 кВт. На ее восстановление по подсчетам ЦНИИ МПС расходуется 8 млн. руб. в год.

Сравним электровозную передачу с подобной передачей в морском транспорте. Зубчатая передача второй ступени турбинных пароходов типа «Ленинский комсомол» работает много лет без всякого ремонта, и никакого разрушения на ней не заметно. Ее параметры: $t = 7$ мм, окружная скорость примерно та же, что и на электровозах, а передает она мощность 10000 кВт.

Из сравнения видно, что в тяговой передаче есть большие неиспользованные резервы, а причина плохой работы заключается в неправильной конструкции привода.

Рассмотрим эти неправильности. Первая неправильность — перекос осей ведомого и ведущего валов. При этом работает не вся ширина зубчатого колеса, да и работающая часть нагружена неравномерно, что сильно сокращает долговечность. Перекос вызывается износом моторно-осевых подшипников. Особенно велик он при односторонней передаче и при осевом (трамвайном) подвешивании двигателя. Вторая причина перекоса — деформация тягового привода. Симметричным его невозможно сделать, так как середина локомотива занята тяговым двигателем. Нельзя и увеличить жесткость, так как ее ограничивают вес привода и допустимая нагрузка на ось. Третья причина перекоса — допуски на размеры деталей привода. Например, в редукторе ЧС-2 имеется одиннадцать соединений, влияющих на непараллельность осей зубчатых колес. Перекос осей нельзя допустить больше 1 мкм (например, в редукторе ЧС-2 рабочая деформация зубьев при часовом токе равна 0,02 мм, а перекос, конечно, должен быть много меньше этой деформации).

Все же в рамно-осевом приводе (рамная подвеска двигателя и осевая редуктора) из-за частичного устранения первой причины — перекоса — зубчатые колеса работают значительно лучше, чем в грузовых локомотивах. Конечно, причина этого не в том, что машина «пассажирская» (так как мощность тягового двигателя у нее не меньше, чем у грузовой), а в более правильной конструкции привода.

Лучше всего достигнуть параллельности осей можно путем применения самоустанавливающихся колес. В сельскохозяйственных комбайнах они дали увеличение долговечности в 4 раза, и поэтому теперь их применяют во всех комбайнах, изготовляемых в СССР.

В одинарных передачах хорошей работы передач при перекосах можно достигнуть с помощью эвольвентных зубчатых колес с арочным зубом. Такие колеса не боятся перекоса. Их разрабатывает проблемная лаборатория зуборезных станков при Краматорском индустриальном институте (в которой имеется зуборезный станок для таких зубьев). Аналогичную работу ведет проф. М. Л. Ерихов в Кургане.

Для локомотивов такие передачи очень перспективны.

Вторая неправильность существующих тяговых приводов — удары на стыках, которые передаются на зубчатую передачу и ее разрушают, кроме того, основательно разрушается якорь тягового двигателя. Устранить эти удары можно такой конструкцией тягового привода, при которой игра рессор не вызывает дополнительного поворота якоря. Другими словами, тяговый привод должен передавать на систему колесной пары только момент или горизонтальную силу (усилие на зуб), но недопустимо, чтобы сила была вертикальной или наклонной. Оба эти положения приводятся здесь без доказательств. Удовлетворяются эти условия в приводах с полым валом и в приводе Жакмена с двойным карданом на оси колесной пары. Достигается это в скоростном приводе и при рамно-осевом приводе подвеской редуктора горизонтальной тягой (предложение И. В. Бирюкова). Не полностью, но в достаточной степени устраняются удары постановкой пружин или резиновых блоков внутри большого зубчатого колеса или торсионного вала внутри якоря.

Условия, близкие к требуемым, были выполнены в очень старом электровозе серии ПБ. В нем передача с полым валом, и для точной установки

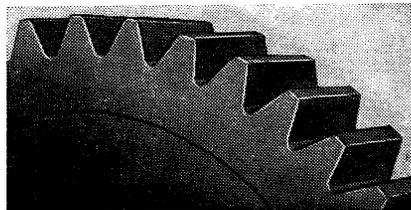


Рис. 4.56. Зубчатое колесо электровоза ПБ после пробега 900 000 км

шестерен с целью получения хорошего контакта зубьев они насажены на вал с помощью фрикционных соединений, зажимаемых по окончании регулирования. Крутящий момент от большого зубчатого колеса передается на колесную пару с помощью спиральных пружин, которые исключают передачу ударов на стыках. Следовательно, зубчатые передачи ПБ должны очень хорошо работать. Это и заставило автора добиться осмотра шестерен (рис. 4.56) этого электровоза, который находится в Перми «на заслуженном отдыхе». Шестерни совершенно без всяких следов разрушения и износа, а пробег электровоза составил 900 000 км.

Надо еще учесть, что шестерни, изготовленные в то время для электровозов с трамвайным подшипником, полностью разрушались через 200 000 км. Это наблюдение позволяет выразить твердую уверенность, что устранение двух указанных неправильностей конструкции позволит сделать тяговую зубчатую передачу без разрушения и износа.

4.17. ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

В кулачковых механизмах самоустанавливаемость может дать равномерное распределение нагрузки по длине контакта и соответствующее увеличение несущей способности и долговечности.

При рычажном толкателе самоустанавливаемость достигается постановкой его на сферическую опору, вторую подвижность можно использовать для устранения избыточной связи между толкателем и ведомым звеном.

При ползунковом толкателе самоустанавливаемость достигается применением цилиндрического ползунка (IV_2), но только при угле давления, отличающемся от нуля, или постановкой ролика на сферический подшипник, но при этом остается одна местная подвижность.

В силовых контактных пальцах самоустанавливаемость может дать уменьшение потребного контактного нажатия в несколько раз.

В цепях управления применяются «мостиковые блокировки», у которых одна пружина прижимает два контакта. В самоустанавливающихся блокировках можно одной пружиной обеспечивать равномерное прижатие трех, четырех и даже пяти контактов, а при использовании обоих концов пружины даже до восьми контактов и гарантировать скольжение, необходимое для надежной работы (самоочищение).

В зубчатых передачах самоустанавливаемость может дать увеличение несущей способности в несколько раз.

Самоустанавливаемость может достигаться применением арочного зуба с осевой подвижностью одного из колес (одинарные передачи): сферических подшипников (III_1) (промежуточные колеса и сложные редукторы) и бочкообразных зубьев (I_2), последние нежелательны из-за меньшей несущей способности, т. к. при одинаковом передаваемом моменте наибольшая нагрузка по длине зуба в два раза больше, чем при линейчатом контакте.

В редукторах с двумя промежуточными колесами необходим уравнивающий механизм, передаточное число которого различно для каждого направления передаваемого момента.

В редукторах с коническими колесами (автомобильные дифференциалы) выравнивания нагрузок сателлитов можно достигнуть при двух сателлитах — плавающей осью, выравнивающей их осевые усилия; при трех — плавающим одним из основных звеньев; при четырех — клиновым механизмом, выравнивающим моменты, передаваемые каждой парой сателлитов; при многих сателлитах — шарнирным многоугольником, выравнивающим их осевые усилия.

Самоустанавливаемость редуктора, составленного из конической и цилиндри-

ческой передач, достигается постановкой блока промежуточных колес на сферический подшипник при соблюдении следующих условий:

этот подшипник должен лежать на прямой, соединяющей середины зубьев обоих зацеплений и составляющей с осью шестерни угол $45^\circ - \frac{\delta}{2}$;

углы спирали в обоих зацеплениях должны определяться из условия равновесия блока промежуточных колес;

оси ведущего, промежуточного и ведомого валов должны лежать в одной плоскости.

В автомобильной коробке передач для самоустанавливаемости надо применить арочные зубья (II_3), а осевую подвижность выполнить в муфте включения передач (III'_5).

В коробке передач со ступенями возврата целесообразно ведомый и промежуточный валы использовать как оси зубчатых колес. Можно применить прямые зубья (II_2), тогда большие колеса каждой передачи поставить на сферические опоры (III'_1). Можно применить арочные зубья; тогда все колеса следует ставить на вращательные пары (V_1) и цилиндрические (IV_1), а осевую подвижность выполнить в муфте включения передач (III'_2).

У фрикционных вариаторов при конструировании надо проверять устойчивость самоустанавливания. Она может дать повышение КПД до 10%, уменьшение потерь вдвое и соответствующее улучшение долговечности и температуры.

5.1. ПОДВИЖНОСТИ В ОДНОРЯДНЫХ МЕХАНИЗМАХ

В самоустанавливающихся механизмах допуски вызывают дополнительные движения, для выполнения которых надо предусмотреть соответствующие подвижности. Рассмотрим влияние отклонения в размерах (допусков) на работу однорядного механизма. Для этого возьмем заменяющий механизм с низшими парами. Как известно, эвольвентную зубчатую передачу можно заменить четырехзвенным шарнирным механизмом ON_1N_2C (рис. 5.1), у которого шарниры O и C расположены на осях колес, а шарниры N_1 и N_2 — в точках касания линии зацепления с основными окружностями. Поэтому

$$ON_1 = r_{01} = r_1 \cos \alpha; \quad CN_2 = r_{02} = r_2 \cos \alpha;$$

$$N_1P_{12} = r_1 \sin \alpha; \quad N_2P_{12} = r_2 \sin \alpha;$$

$$N_1N_2 = (r_1 + r_2) \sin \alpha.$$

Аналогично $N_2N_3 = (r_3 - r_2) \sin \alpha$.

Но в однорядном механизме $r_3 = r_1 + 2r_2$, или $r_3 - r_2 = r_1 + r_2$.

Следовательно, $N_1N_2 = N_2N_3$.

Так как допуски невелики, будем считать, что размеры звеньев замещающего механизма постоянны. Установим, как влияет отклонение размера водила OC на работу однорядного механизма. Рассмотрим неподвижное водило и перемещающийся в радиальном направлении со скоростью v_c центр сателлита (только в пределах зазоров). Центр P мгновенного вращения сателлита находится в точке пересечения нормали CP к траектории точки C с нормалью N_cN_3P к траектории точки N_c .

Если углы зацепления колес 1 и 2 и колес 2 и 3 равны, то PN_2 совпадает с продолжением шатуна N_1N_2 и скорость v_{N_2} точки N_2 перпендикулярна шатуну N_1N_2 . Поэтому точка N_1 , а с ней и колесо 1 перемещаться не будут. Следовательно, допуск на радиус водила на работу механизма не влияет. Этот допуск необходимо выбирать по радиальным и боковым зазорам зубьев колес 1 и 2 и колес 2 и 3 так, чтобы коэффициент перекрытия не был меньше единицы, т. е. допуск на радиус водила может быть достаточно большим.

Для определения влияния допуска на центральный угол между сателлитами и на работу механизма рассмотрим механизм с неподвижным водилом (рис. 5.2), в котором центр одного сателлита перемещается в тангенциальном направлении со скоростью v_r . Неподвижными будут опорное колесо с точкой N_3 и сателлиты с точками N_2' и N_3' . Центральное колесо 1 будем считать плавающим, поэтому на схеме оно соединено с тремя поводками N_1N_2' , N_1N_3' и N_1N_3'' .

Установим влияние перемещения сателлита на смещение центрального колеса. Центром мгновенного вращения сателлита является полюс P_{23} зацепления его с

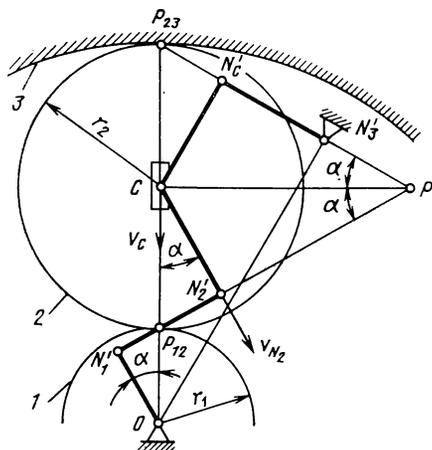


Рис. 5.1. Радиальное смещение сателлита

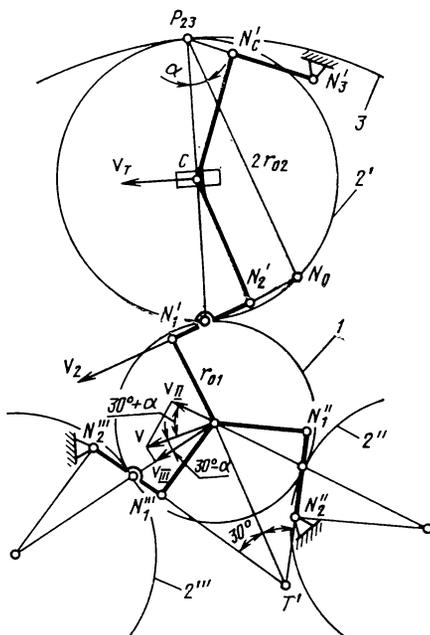


Рис. 5.2. Тангенциальное смещение сателлита

опорным колесом. Скорость v_2 точки N'_1 равна скорости точки N_0 . Поэтому

$$\frac{v_2}{P_{23}C} = \frac{P_{23}N_0}{P_{23}C} = \frac{2r_{02}}{r_2} = 2 \cos \alpha.$$

Центром мгновенного вращения центрального колеса будет точка T' пересечения продолжения шатунов $N'_1N'_2$ и $N''_1N''_2$. При этом

$$OT' = \frac{ON''_1}{\sin 30^\circ} = 2r_0.$$

Скорость v центра O определим из пропорции

$$\frac{v}{v_2} = \frac{OT'}{N'_1T'} = \frac{2r_{01}}{3r_{01}} = \frac{2}{3}.$$

Умножим полученное уравнение на $\frac{v_2}{v_T} = 2 \cos \alpha$:

$$v = \frac{4}{3} v_T \cos \alpha.$$

Умножим это выражение на промежуток времени Δt :

$$v \Delta t = \frac{4}{3} v_T \Delta t \cos \alpha.$$

Но $v \Delta t = E_{це}$ — смещение центра колеса 1, а $v_T \Delta t = e$ — тангенциальное смещение сателлита. Поэтому

$$E_{це} = \frac{4}{3} e \cos \alpha; \tag{5.1}$$

при $\alpha = 20^\circ$

$$E_{пе} \approx \frac{5}{4} e. \quad (5.2)$$

В полученные формулы не вошли радиусы колес. Следовательно, $E_{пе}$ не зависит от передаточного числа узла.

Кроме того, формула для $E_{пе}$ одинаково пригодна и для случая, когда плавающим является колесо 3 с внутренним зацеплением. При работе механизма за счет тангенциального смещения сателлита на величину e центр плавающего колеса 1 (или 3) описывает окружность радиуса $E_{пе}$, делая один оборот за время оборота водила. Поэтому его центробежная сила m , $E_{пе}\omega_b^2$ невелика, так как ω_b мало.

Если водило выполнено с эксцентриситетом E_4 (рис. 5.3), то параллельно на величину эксцентриситета сместятся центры всех трех сателлитов. Для положения на рис. 5.3 тангенциальное смещение верхнего сателлита будет равно E_4 , двух

боковых — каждого по $\frac{E_4}{2}$.

Смещение центра колеса 1, вызываемое тангенциальным смещением верхнего сателлита, $4/3 E_4 \cos \alpha$ составляет угол α с направлением эксцентриситета.

Смещение колеса 1, вызываемое тангенциальным смещением каждого из нижних сателлитов и равное $2/3 E_4 \cos \alpha$, составляет с первым смещением углы 60° . Полное смещение колеса 1 найдем как их геометрическую сумму, т. е. $E_{ц4} =$

$$= \frac{4}{3} E_4 \cos \alpha + 2 \frac{2}{3} E_4 \cos \alpha \cos 60^\circ: \\ E_{ц4} = 2 E_4 \cos \alpha. \quad (5.3)$$

Тот же вывод можно сделать при помощи многоугольников скоростей (планов повернутых скоростей), приведенных на рис. 5.4, а и б. Точки N'_3 , N''_3 и N'''_3 опорного колеса неподвижны. Водило поступательно смещается влево, поэтому скорости всех центров C' , C'' и C''' одинаковы и изображены отрезком pc (см. рис. 5.4, а). Скорости точек N'_c , N''_c и N'''_c найдем проведением параллелей звеньям. При этом точки n'_c , n''_c и n'''_c располагаются на окружности диаметра pc , так как угол, опирающийся на диаметр, прямой, а скорости попарно перпендикулярны. Скорости точек N'_2 , N''_2 и N'''_2 также найдем проведением параллели к звеньям — сторонам равнобедренных треугольников $C'N'_cN'_2$, $C''N''_cN''_2$ и $C'''N'''_cN'''_2$. Поэтому $cn'_2 = cn'_c$ и составляет с ними угол $180^\circ - 2\alpha$. То же можно сказать про отрезки cn''_2 и cn'''_2 , cn''_2 и cn'''_2 .

Точки n'_2 , n''_2 и n'''_2 располагаются на такой же окружности диаметра pc , как и точки n'_c , n''_c и n'''_c . Плавающее колесо 1 висит на трех поводках $N'_1N'_2$, $N''_1N''_2$ и $N'''_1N'''_2$, поэтому нахождение скорости этого звена необходимо начинать с определения скоростей особых точек T' , T'' и T''' пересечения поводков.

Вследствие попарной перпендикулярности звеньев и соответственно параллельных им отрезков скоростей изображения особых точек будут находиться на конце диаметра s (t' , t'' , t''') и совпадут между собой. Так как эти точки представляют собой точки колеса 1, скорости которых равны, то колесо 1 движется поступательно и его скорость изображается отрезком pt . Из равнобедренного треугольника pct (см. рис. 5.4, а)

$$\frac{pt'}{pc} = 2 \cos \alpha = \frac{E_{ц4}}{E_4},$$

Рис. 5.3. Смещение водила

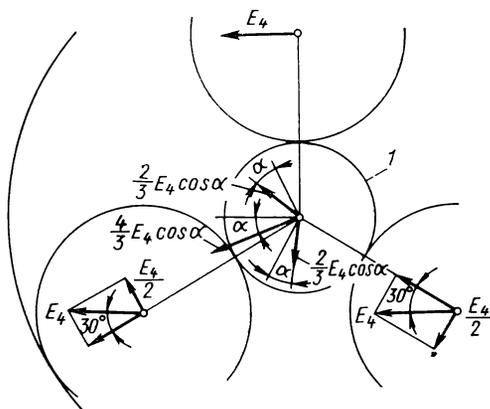
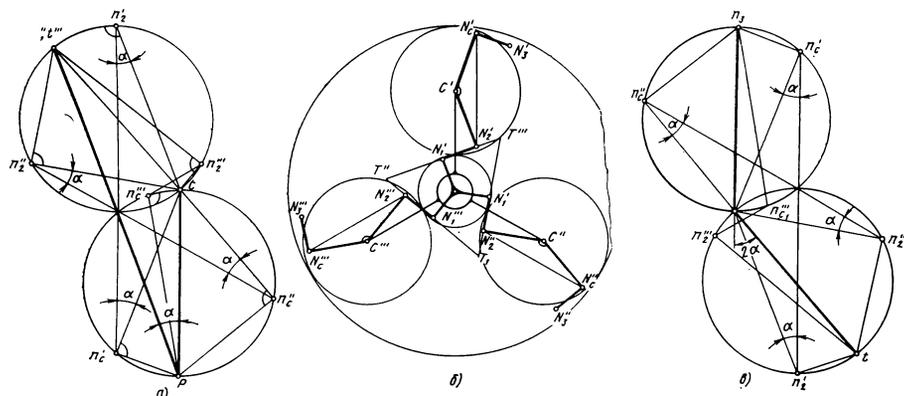


Рис. 5.4. Однорядный планетарный механизм с тремя спутниками:

a — многоугольник скоростей при перемещении водила; *б* — схема механизма; *в* — многоугольник скоростей при перемещении зубчатого венца



т. е. получается та же формула (5.3). Центр плавающего колеса будет двигаться по окружности радиуса $E_{ц4}$, вызванного эксцентриситетом водила, делая один оборот за время оборота водила. Этот радиус, также связанный с углом перекаса и стрелой бочкообразности, должен служить основой для определения допуска на эксцентриситет водила. Выведенная зависимость позволяет легко рассмотреть случай плавающего водила.

Если центральное колесо переместится в радиальном направлении на величину E_1 , то смещение плавающего водила будет равно

$$E_{в1} = \frac{E_1}{2 \cos \alpha}.$$

Если первое центральное колесо посажено на вал с эксцентриситетом E_1 , то плавающее водило будет описывать окружность радиуса $E_в$, делая один оборот за время одного оборота первого центрального колеса. Центробежная сила водила

$$\omega_1^2 m_в E_{в1} = \omega_1^2 \frac{m_в E_1}{2 \cos \alpha}.$$

Так как ω_1 имеет большую величину, то центробежная сила может быть

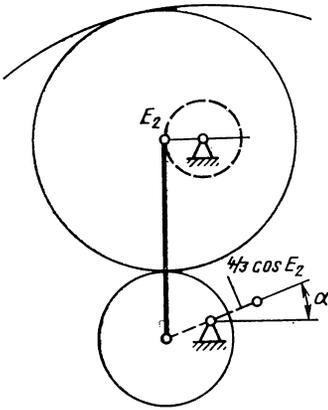


Рис. 5.5. Перемещение плавающего колеса за счет эксцентриситета спутника

значительной. Чтобы ее уменьшить, следует величину допустимого эксцентриситета центрального колеса брать небольшой (при плавающем водиле).

Случай эксцентриситета E_3 (биения) венца можно также рассмотреть при помощи многоугольника скоростей (см. рис. 5.4, б, в). Будем считать водило неподвижным. Тогда точки C' , C'' и C''' совпадут с полюсом p . Считаем, что венец движется горизонтально. Тогда скорости точек N'_3 , N''_3 , N'''_3 будут одинаковы и изобразятся отрезком pn_3 . Точки n'_c , n''_c и n'''_c так же, как на рис. 5.4, а, найдем проведением параллелей звеньям.

Они располагаются на окружности диаметра pn_3 . Аналогично точки n'_2 , n''_2 и n'''_2 найдем проведением параллелей звеньям — сторонам жестких равнобедренных треугольников. Местом их расположения будет окружность диаметра $pt = pn_3$.

Все три особые точки совпадают в одной точке t на конце диаметра pt . Следовательно, плавающее колесо 1 движется поступательно, и скорости всех его точек изображаются отрезком pt . Поэтому эксцентриситет E_3 вызывает равное ему смещение центра колеса 1 . Направление этого смещения составит угол $180^\circ - 2\alpha$ с направлением E_3 .

Чтобы установить влияние биения (эксцентриситета) спутника на работу механизма, рассмотрим передачу с неподвижным водилом и плавающим центральным колесом (рис. 5.5). Центр спутника (промежуточного колеса) здесь движется по окружности радиуса, равного его эксцентриситету E_2 . Разложим смещение спутника на радиальное и тангенциальное. Первое из них не повлияет на положение центрального колеса, второе изменяется по гармоническому закону, так как оно является проекцией точки, двигающейся равномерно по окружности. Тангенциальное смещение спутника вызывает пропорциональное ему смещение плавающего центрального колеса. Следовательно, центр плавающего колеса будет двигаться

прямолинейно по гармоническому закону с амплитудой $\frac{4}{3}E_2 \cos \alpha$. Направление

этого движения составляет угол α с направлением тангенциального смещения, а его период соответствует одному обороту спутника. Если эксцентриситет имеют все три спутника, то перемещения центрального колеса, вызванные ими, складываются геометрически. Для самого неблагоприятного случая эта сумма будет равна

$$A_{ц} = \frac{4}{3}E_2 \cos \alpha + 2 \frac{4}{3}E_2 \cos \alpha \cos 60^\circ = \frac{8}{3}E_2 \cos \alpha; \quad (5.4)$$

т. е. амплитуда удваивается, а не утраивается.

Максимальная сила инерции центрального колеса равна

$$\omega^2 m_1 \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha.$$

Если плавающим является водило, то оно будет двигаться по той же прямой и с тем же периодом, но с амплитудой в $2 \cos \alpha$ раза меньшей [см. (5.3)], т. е.

с амплитудой $\frac{4}{3}E_2$.

Максимальная сила инерции водила равна

$$\omega_2^2 m_n \frac{4}{3} E_2.$$

В планетарном механизме остается гармоническое колебание плавающего звена, вызванное эксцентриситетом сателлита. Амплитуда в случае плавающего центрального колеса по-прежнему составляет $\frac{8}{3} E_2 \cos \alpha$, а при плавающем водиле $\frac{4}{3} E_2$.

Только прямая, по которой происходят эти колебания, не остается неподвижной, а вращается вместе с водилом. Период этого колебания, т. е. время между крайними положениями, соответствует времени одного оборота сателлита относительно водила.

Влияние биения сателлитов на работу механизма можно исключить или во всяком случае сильно уменьшить правильной установкой направлений эксцентриситетов сателлитов при сборке, так чтобы их воздействия на механизм уравновешивали друг друга. Для этого направления эксцентриситетов (направления биения) при сборке устанавливают в разные стороны по «вееру» и ставят в редуктор сателлиты с одинаковым эксцентриситетом путем селективного подбора.

Формулы (5.1) – (5.4) можно свести в табл. 5.1, в которой по аргументу (допуску) легко найти, как он повлияет на эксцентриситет плавающего колеса или плавающего водила.

Самым невыгодным случаем является тот, при котором перечисленные дефекты складываются и влияют на суммарный перекося плавающего звена.

При плавающем центральном колесе его эксцентриситет складывается из эксцентриситетов: его собственного E_1 , опорного колеса E_3 , вызванного тангенциальным смещением сателлита $E_{це} = \frac{4}{3} e \cos \alpha$, вызванного эксцентриситетом водила $E_{цд} = 2 E_4 \cos \alpha$ и бокового смещения, вызванного эксцентриситетом всех трех сателлитов, т. е. $A_{ц} = \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha$.

Так как перечисленные эксцентриситеты являются случайными (не взаимозависимыми), целесообразно применить квадратичное сложение. Поэтому полное смещение $E_{ц}^2 = E_{ц1}^2 + E_{ц3}^2 + E_{це}^2 + E_{цд}^2 + A_{ц2}^2$, или

$$E_{ц}^2 = E_1^2 + E_3^2 + \left(\frac{4}{3} e \cos \alpha\right)^2 + (2 E_4 \cos \alpha)^2 + \left(\frac{8}{3} E_2 \cos \alpha\right)^2 \quad (5.5)$$

Выведенная формула справедлива как при плавающем малом центральном колесе, так и при плавающем колесе с внутренним зацеплением. При плавающем водиле его смещение будет в $2 \cos \alpha$ раз меньше, т. е.

$$E_{в}^2 = \frac{E_1^2 + E_3^2}{(2 \cos \alpha)^2} + \left(\frac{2}{3} e\right)^2 + E_4^2 + \left(\frac{4}{3} E_2\right)^2 \quad (5.6)$$

Смещение плавающего звена вызывает его перекося. Наиболее неблагоприятным случаем является тот, когда смещения в узлах, на которые плавающее звено опирается, направлены в противоположные стороны. Считая эти смещения одинаковыми, получим угол перекося $\delta = 2 E/l$, где l – длина плавающего звена.

Таблица 5.1

Аргумент	Эксцентриситет	
	плавающего колеса	плавающего валика
	$E_{1e} = \frac{4}{3} e \cos \alpha$	$E_{ve} = \frac{2}{3} e$
E_1	$E_{111} = E_1$	$E_{v1} = \frac{E_1}{2 \cos \alpha}$
E_2	$A_{112} = \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha$	$A_{v2} = \frac{4}{3} E_2$
E_3	$E_{113} = E_3$	$E_{v3} = \frac{E_3}{2 \cos \alpha}$
E_4	$E_{114} = 2 E_4 \cos \alpha$	$E_{v4} = E_4$

Перекося осей вызывает зазоры по краям зубьев, т. е. работа их становится аналогичной бочкообразным. Правда, практической стрела бочкообразности совершенно ничтожна, все же ее величину следует проверить по формуле (4.31):

$$f = \frac{(b\delta)^2}{32m(z_1 + z_2)\sin^3 \alpha},$$

где b — длина зуба.

По величине этой стрелы можно установить допуск на детали механизма. Конечно, эти допуски значительно больше, чем для статически неопределимого механизма.

Пример. Для плавающего центрального колеса $m = 3$; $z_1 = 20$; $z_2 = 40$; $\alpha = 20^\circ$; $e = 0,2$ мм; $b = 25$ мм; $l = 100$ мм; $E_1 = E_2 = E_3 = E_4 = 0,05$ мм.

Тогда по формуле (5.5)

$$E_{ц}^2 = E_1^2 + E_3^2 + \left(\frac{4}{3} e \sin \alpha\right)^2 + (2 E_4 \cos \alpha)^2 + \left(\frac{8}{3} E_2 \cos \alpha\right)^2$$

$$E_{ц}^2 = 2 \cdot 0,05^2 + \left(\frac{4}{3} \cdot 0,2 \sin 20^\circ\right)^2 + (2 \cdot 0,05 \cos 20^\circ)^2 + \left(\frac{8}{3} \cdot 0,05 \cos 20^\circ\right)^2$$

$$E_{ц}^2 = 2 \cdot 0,05^2 + 0,251^2 + 0,094^2 + 0,125^2;$$

$$E_{ц} = 0,303 \text{ мм};$$

$$\delta = \frac{2E}{l} = \frac{2 \cdot 0,303}{100} = 0,00606;$$

$$f = \frac{(25 \cdot 0,00606)^2}{32 \cdot 3 \cdot 60 \sin^3 20^\circ} = 0,0000998 \text{ мм} \approx 0,1 \text{ мкм},$$

т. е. несмотря на такие большие допуски, при сферических опорах сателлитов стрела бочкообразности оказалась совершенно ничтожной, и, следовательно, практически зубья имеют линейчатый контакт.

5.2. ТРЕНИЕ В СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Самоустанавливающееся звено соединяют с приводным валом при помощи подвижного соединения (зубчатого кардана, муфты Ольдгема, шарнирного кардана). Трение в подвижном соединении нарушает равенство сил, действующих на сателлиты (рис. 5.6).

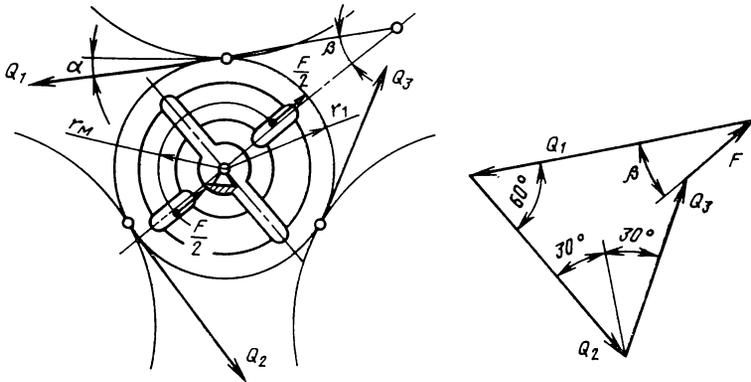


Рис. 5.6. Влияние трения на силы, передаваемые сателлитами

Обозначим: Q_0 — среднее окружное усилие; Q_1 , Q_2 и Q_3 — нормальные силы, передаваемые сателлитами; F — сила трения в подвижном соединении; β — угол между этой силой и Q_1 .

Тогда

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = \frac{3Q_0}{\cos \alpha}.$$

Проектируем силы на направление Q_1 :

$$-Q_1 + \frac{Q_2 + Q_3}{2} + F \cos \beta = 0.$$

Умножим последнее выражение на два и вычтем из первого:

$$3Q_1 - 2F \cos \beta = \frac{3Q_0}{\cos \alpha}.$$

Отсюда найдем

$$Q_1 = \frac{Q_0}{\cos \alpha} + \frac{2}{3} F \cos \beta.$$

Рассмотрим, как будут изменяться силы, передаваемые сателлитами, у однорядного планетарного механизма с плавающим центральным (солнечным) колесом вследствие трения в соединительном механизме. При эксцентриситете водила E_4 плавающее колесо сместится на $E_{н4} = 2E_4 \cos \alpha$ в направлении, составляющем угол α с направлением E_4 . При вращении водила центр плавающего колеса будет двигаться по окружности радиуса $E_{н4}$ с тем же периодом, т. е. положение центрального колеса относительно водила не меняется. Значит, $\beta = \text{const}$, а силы Q_1 , Q_2 и Q_3 будут постоянными, но, конечно, не равными. Совершенно так же будет обстоять дело при тангенциальном смещении сателлита.

Рассмотрим эксцентриситет опорного колеса E_3 , который может быть особенно велик, так как на него влияет точность нескольких соединений. От эксцентриситета E_3 центр плавающего колеса сместится на $E_{н3} = E_3$ в направлении под углом 2α и будет оставаться неподвижным. Поэтому β будет равен углу поворота водила, а силы Q_1 , Q_2 и Q_3 будут изменяться по синусоидам первого порядка, конечно, сдвинутым относительно друг друга на 120° .

Аналогичным образом от эксцентриситета плавающего колеса силы Q_1 , Q_2 и Q_3 будут изменяться по синусоидам с периодом, равным одному обороту этого колеса относительно водила.

При $\beta = 0$

$$Q'_1 = \frac{Q_0}{\cos \alpha} + \frac{2}{3} F.$$

При $\beta = 180^\circ$

$$Q'_1 = \frac{Q_0}{\cos \alpha} - \frac{2}{3} F.$$

Найдем коэффициент возрастания усилий, т. е. отношение максимальной силы к средней:

$$\Omega = \frac{Q'_1}{\frac{Q_0}{\cos \alpha}},$$

или

$$\Omega = 1 + \frac{2}{3} \frac{F}{Q_0} \cos \alpha. \quad (5.7)$$

В муфте Ольдгема (см. рис. 5.6)

$$F = 3 Q_0 \frac{r_1}{r_m} f,$$

где r_m — средний радиус муфты.

Подставляя это выражение в формулу (5.7), получим

$$\Omega = 1 + 2 \frac{r_1}{r_m} f \cos \alpha.$$

При $f = 0,1$, приняв $\frac{r_1}{r_m} \cos \alpha = 1$, получим $\Omega = 1,2$.

Если учесть, что без уравнительного механизма принято силы считать действующими на два сателлита из трех, то практически муфта Ольдгема никакого уравнивания не дает и ее применять не следует. Исключение будет в том случае, если ползуны в ней заменить роликами на подшипниках качения. Такие механизмы предложены Ю. А. Грином, и их применяют в планетарных механизмах, составленных из двух колес внутреннего зацепления (см. рис. 5.24).

Зубчатый кардан накладывает три условия связи — передает силы по двум осям и момент вокруг третьей оси, т. е. он является кинематической парой III'_5 третьего класса. Но если в нем поставлены ограничительные кольца, то кардан может передавать силу и по третьей оси. Поэтому зубчатый кардан с ограничительными кольцами будем считать парой IV_5 четвертого класса.

При наличии угла δ между осями сила, передаваемая каждым зубом кардана, не проходит через середину длины зуба, а смещается в сторону (рис. 5.7, а). На каждой половине основного цилиндра это смещение происходит в разные стороны.

Если зуб цилиндрический, то плоскости, в которых располагаются передаваемые силы, совпадут с торцовыми (если не учитывать смятия зубьев). Если зуб бочкообразный, то эти плоскости расположатся на расстоянии κb (рис. 5.7, б), где $\kappa < 1$

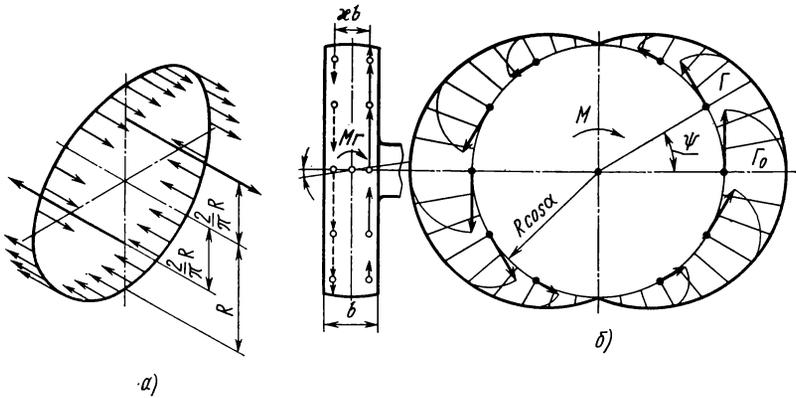


Рис. 5.7. Силы, действующие в зубчатом кардане

и зависит от стрелки бочки и угла между осями. Однако находить $\frac{x b}{2} = x$ по

формуле (4.2) нельзя, так как она выведена для бочкообразного зуба на обоих колесах, а в зубчатых карданах бочкообразный зуб только на одном колесе. Поэтому величина x будет в 2 раза больше, т. е.

$$x = \frac{x b}{2} = \frac{b^2 \delta}{8 \Delta}$$

Такое расположение сил создает момент M_{Γ} , действующий на зубчатый кардан и зависящий от его геометрии. Этот момент будем называть геометрическим. Для его определения перейдем от дискретного распределения сил, передаваемых зубьями, к условному непрерывному распределению по основной окружности зубчатого кардана, радиус которой равен $R \cos \alpha$ [9]. Допустим (как это обычно и делается), что усилие распределяется по окружности муфты по закону косинуса $\Gamma = \Gamma_0 \cos \psi$, где Γ — передаваемое усилие, отнесенное к 1 мм основной окружности муфты; Γ_0 — его наибольшее значение; ψ — угол между Γ и Γ_0 .

Для определения Γ найдем вращающий момент M , передаваемый муфтой. Усилие при угле $d\psi$ будет равно $\Gamma R \cos \alpha d\psi$; момент при угле $d\psi$

$$dM = \Gamma (R \cos \alpha)^2 d\psi = \Gamma_0 \cos \psi R^2 \cos^2 \alpha d\psi.$$

Тогда

$$M = \Gamma_0 R^2 \cos^2 \alpha \cdot 2 \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos \psi d\psi = 4 \Gamma_0 R^2 \cos^2 \alpha;$$

$$\Gamma_0 = \frac{M}{4 R^2 \cos^2 \alpha}; \quad \Gamma = \frac{M \cos \psi}{4 R^2 \cos^2 \alpha}.$$

Переходим к определению момента M_{Γ} ; усилие при угле $d\psi$

$$\Gamma R \cos \alpha d\psi = \frac{M \cos \psi d\psi}{4 R \cos \alpha};$$

его проекция на вертикаль равна

$$\frac{M \cos^2 \psi d\psi}{4R \cos \alpha},$$

а момент

$$dM_r = x \frac{M \cos^2 \psi d\psi}{4R \cos \alpha}.$$

Подставляя сюда значение $x \doteq \frac{b^2 \delta}{8\Delta}$ и интегрируя это выражение после подстановки, получим

$$M_r = M \frac{b^2 \delta}{32 R \Delta \cos \alpha} 2 \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos^2 \psi d\psi,$$

но

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos^2 \psi d\psi = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \frac{1 + \cos 2\psi}{2} \cdot \frac{d(2\psi)}{2} = \frac{\pi}{2}.$$

Подставив это значение в формулу для M_r , получим

$$M_r = M \frac{\pi}{32} \frac{b^2 \delta}{R \Delta \cos \alpha}, \quad (5.8)$$

т. е. момент M_r зависит от отношения квадрата длины зуба к радиусу муфты $\frac{b^2}{R}$ и угла между осями δ .

Аналогично найдется момент трения в кардане M_r . Усилие при угле $d\psi$

$$fR \cos \alpha d\psi = \frac{M \cos \psi d\psi}{4R \cos \alpha};$$

сила трения будет равна

$$f \frac{M \cos \psi d\psi}{4R \cos \alpha},$$

а ее момент на плече $R \cos \psi$, так как трение действует на длительной окружности,

$$dM_r = \frac{M f \cos \psi d\psi}{4R \cos \alpha} R \cos \psi.$$

Отсюда

$$M_r = \frac{M}{4} \frac{f}{\cos \alpha} 2 \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos^2 \psi d\psi = \frac{M}{2} \frac{f}{\cos \alpha} \frac{\pi}{2},$$

или

$$M_T = \frac{\pi}{4} \frac{fM}{\cos \alpha}, \quad (5.9)$$

т. е. момент трения не зависит ни от радиуса муфты R , ни от длины зуба b , ни от угла между осями δ .

Моменты M_T и M_T действуют под прямым углом, поэтому результирующий момент

$$M_M = \sqrt{M_T^2 + M_T^2} = \sqrt{\left(M \frac{\pi}{32} \frac{b^2 \delta}{R \Delta \cos \alpha}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{4} \frac{fM}{\cos \alpha}\right)^2},$$

или

$$M_M = \frac{\pi}{4} \frac{M}{\cos \alpha} \sqrt{\left(\frac{b^2 \delta}{8 R \Delta}\right)^2 + f^2}. \quad (5.10)$$

Если взять $f = 0,1$; $\frac{b}{R} = \frac{1}{5}$; $\frac{b}{\Delta} = 100$; $\delta = 1 \frac{1^\circ}{2}$ и $\alpha = 20^\circ$, то $M_M \approx 0,1 M$.

Подставим в формулу (5.10) $M = 3 Q_0 r$ и найдем силу трения F , приведенную к центру плавающего звена, путем деления M_M на длину кардана l :

$$F = \frac{3}{4} \frac{\pi Q_0 r}{\cos \alpha} \frac{1}{l} \sqrt{\left(\frac{b^2 \delta}{8 R \Delta}\right)^2 + f^2}.$$

Подставив последнее выражение в формулу (5.7), получим

$$\Omega = 1 + \frac{\pi}{2} \frac{r}{l} \sqrt{\left(\frac{b^2 \delta}{8 R \Delta}\right)^2 + f^2}. \quad (5.11)$$

Для уменьшения коэффициента возрастания усилий длину кардана l следует брать возможно большей (что вызывает увеличение габаритов), а r возможно меньшим. Поэтому выгоднее всего плавающим звеном делать малое центральное и хуже всего большое опорное. Плавающее водило займет промежуточное место. Подсчитаем коэффициент возрастания усилий.

Для ориентировочного расчета возьмем $M_M = 0,1 M$. Тогда

$$F = \frac{M_M}{l} = \frac{0,1 M}{l} = \frac{0,1 \cdot 3 Q_0 r}{l}. \quad (5.12)$$

Подставим это значение в формулу (5.7) и получим

$$\Omega = 1 + 0,2 \frac{r}{l} \cos \alpha. \quad (5.13)$$

Эту формулу следует рассматривать как ориентировочную. Более точно значение для Ω получится из формулы (5.11). При малом плавающем центральном колесе

возьмем $\frac{r}{l} = \frac{7}{10}$ и $\alpha = 20^\circ$.

Из формулы (5.13) найдем $\Omega = 1 + 0,2 \frac{7}{10} \cos 20^\circ = 1,13$, т. е. значение Ω возрастает на 13%. Чтобы его уменьшить, надо увеличить длину карданного вала.

При плавающем опорном венце возьмем $\frac{r}{l} = \frac{28}{7} = 4$, из формулы (5.13) по-

лучим $\Omega = 1 + 0,2 \cdot 4 \cos 20^\circ = 1,75$, т. е. значение Ω возрастает на 75%. Поэтому такое устройство может компенсировать только эксцентриситет самого опорного колеса, так как эта компенсация происходит один раз при пуске, и потому трение здесь не влияет на распределение сил. Компенсировать неточность других звеньев оно не может, так как эти звенья вызывают колебательное движение опорного колеса, и трение в зубчатом кардане здесь полностью проявляется. Правда, здесь не учтена упругость венца, которая несколько выравняет нагрузки. Рассмотрим силы при шарнирном кардане (рис. 5.8). Усилие на шип кардана равно

$$\frac{3Q_0 r}{2R}$$

Момент от трения в кардане (с учетом работы двух шипов) равен

$$2 \frac{3Q_0 r}{2R} \frac{\pi}{2} f \frac{d_k}{2}$$

Здесь трение (для запаса) взято по формуле новой цапфы с приведенным коэффициентом трения $\frac{\pi}{2} f$.

Приведенная сила трения

$$F = \frac{3\pi Q_0 r d_k f}{4Rl} \tag{5.14}$$

Подставим это значение в формулу (5.7):

$$\Omega = 1 + \frac{\pi}{2} \frac{r}{l} \frac{d_k}{R} f \cos \alpha \tag{5.15}$$

При $\frac{r}{l} = 0,7$ (как и выше), $f = 0,1$ и $\frac{d_k}{R} = \frac{1}{5}$ получим по формуле (5.15)

$$\Omega = 1 + \frac{\pi}{2} 0,7 \cdot \frac{1}{5} 0,1 \cos 20^\circ = 1,021.$$

Только трудность конструктивного оформления мешает применить эту схему.

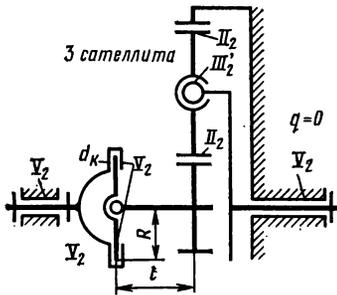


Рис. 5.8. Механизм с шарнирным карданом

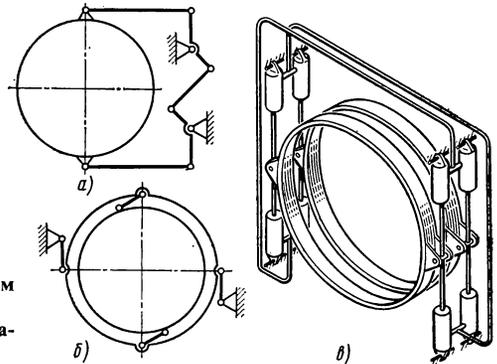


Рис. 5.9. Шарнирные соединительные механизмы

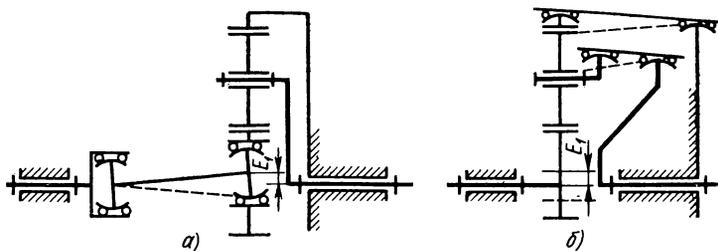


Рис. 5.10. Движение соединительного механизма при эксцентриситете:
 а — плавающего звена; б — другого звена

Для уменьшения трения применяют шарнирные соединительные механизмы. Их конструкция получается особенно простой, если плавающим является опорное звено.

На рис. 5.9, а показан шарнирный механизм, предложенный Г. А. Аноповым и А. Ф. Крайневым для мотор-барабана; на рис. 5.9, б изображена более компактная схема, повторяющая схему механизма Альстом, применяемую в локомотивах.

Применяются и гидравлические соединительные механизмы, которые одновременно выравнивают нагрузку между двумя венцами (рис. 5.9, в). Цилиндры соединены шарнирами с корпусом, поэтому трубки должны быть гибкими. Штоки цилиндров также соединяются между собой шарниром в точке присоединения их к венцу. При передаче момента работает одна гидравлическая система (одно условие связи), которая выравнивает усилия в четырех цилиндрах. В другой системе давление в это время отсутствует.

В конструкции должно быть предусмотрено устройство, компенсирующее утечки масла.

Исключить влияние трения в соединительных механизмах можно, если сделать плавающими все три основных звена — центральное колесо, водило и венец.

Рассмотрим однорядный механизм с центральным колесом, плавающим на двойном зубчатом кардане, с эксцентриситетом этого колеса E_1 (рис. 5.10, а). Плавающее колесо займет центральное положение между тремя сателлитами и будет вращаться вокруг своего геометрического центра, а карданный вал будет описывать коническую поверхность. Механизм будет работать так, как будто он имеет идеальное центральное колесо. Ведущий карданный вал и центральное колесо будут вращаться как одно целое, и трения в зубчатом кардане не будет. Эксцентриситет вызовет центробежную силу, поэтому надо следить, чтобы он был небольшой. При двойном кардане будут устранены и перекосы центрального колеса.

Совершенно иначе будет работать механизм, если эксцентриситет будет у центрального колеса, а плавающим звеном будет водило или венец (рис. 5.10, б). В этом случае карданные валы водила или венца тоже будут описывать конические поверхности за время одного оборота центрального колеса. Однако этот период не совпадает с периодом оборота плавающего звена. Вследствие этого водило, карданный и ведомый валы не будут вращаться как одно целое. Поэтому скажется трение в соединительном механизме.

Вообще каждое плавающее звено устраняет свои дефекты без трения, а дефекты других звеньев устраняет с трением в соединительном механизме. Конечно, при трех плавающих звеньях будут местные подвижности, но опыт показал, что в таких механизмах не возникает колебательных процессов, так как они хорошо демпфируются трением в зубьях [17].

Кроме трения на работу уравнивающего механизма могут повлиять и силы инерции [56].

5.3. СХЕМЫ ОДНОРЯДНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Планетарные передачи в многосателлитном исполнении выгодно отличаются от передач с неподвижными осями меньшими габаритами и массой. Например, при одинаковых передаваемых моментах и поперечных габаритах (когда сумма диаметров колес одноступенчатой зубчатой передачи равна диаметру опорного колеса однорядной планетарной), при трех сателлитах и передаточных числах $u = 3 \div 7$ окружные усилия в планетарной передаче в 6–4 раза меньше, чем в простой передаче (в общем виде в $\frac{1}{3} \frac{u-1}{u+1}$ раз). Эти соотношения справедливы только в

том случае, если гарантировано равномерное распределение окружных усилий между сателлитами.

В однорядном планетарном механизме без плавающего звена с тремя сателлитами и подшипниками пятого класса (рис. 5.11, а) имеется восемь избыточных связей [33]: две из них [самые вредные, которые обнаруживаются по формуле (1.5) для плоской схемы] вызывают неравномерное распределение окружного усилия между сателлитами; шесть других создают неравномерную нагрузку по длине зуба в шести зацеплениях. Огромное число избыточных связей требует очень точного исполнения таких механизмов, иначе они очень плохо работают.

Неравномерное распределение нагрузки между сателлитами легко устраняется применением плавающего звена. Неравномерное распределение нагрузки по длине зуба устраняется дополнительными угловыми подвижностями. Их лучше всего получить постановкой сателлитов на сферические пары III' (рис. 5.11, б).

Плавающее звено достаточно ставить на одинарном зубчатом кардане IV₅. Схема эта испытана и полностью оправдала себя в прокатном стане для ребристых труб. Д. И. Шаткус [50, 60] применил ее для комбайновых шасси, где она дала тройное увеличение долговечности (рис. 4.24, 5.12). Поэтому однорядный

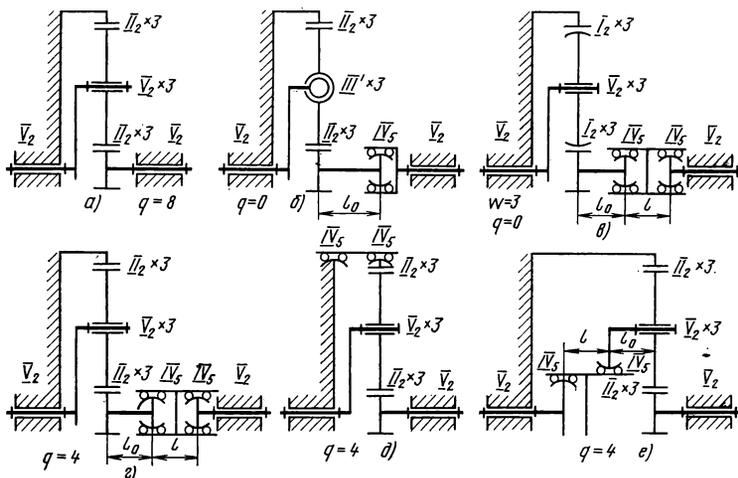


Рис. 5.11. Однорядные планетарные редукторы:

а – без самоустановки с восьмью избыточными связями; б – с одним плавающим звеном и сателлитами на сферических подшипниках (без избыточных связей); в – с точечным контактом (без избыточных связей); г, д и е – схемы В. Н. Кудрявцева с одним плавающим звеном и четырьмя избыточными связями

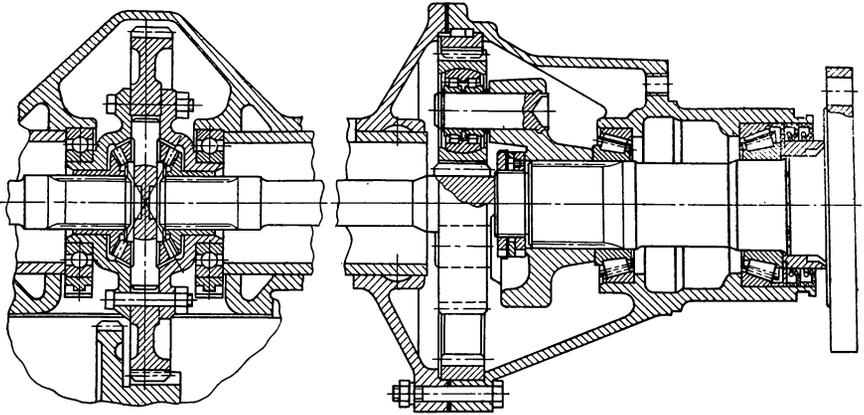


Рис. 5.12. Редуктор Д. И. Шаткуса для зернового комбайна с плавающим центральным колесом и спутниками на сферических опорах (без избыточных связей)

механизм с спутниками на сферических подшипниках можно уверенно рекомендовать для всех случаев практики. К сожалению, при малых передаточных числах (малый диаметр спутника) в нем не уместится сферический подшипник достаточной работоспособности. Область применения этой схемы можно значительно расширить, если в качестве наружного кольца сферического подшипника использовать сам спутник, отшлифовав в нем внутреннюю сферу («спутник — подшипник») предложил Г. А. Снесарев). Правда, это потребует разработки ГОСТа на такие спутники и организации специализированного производства. Однако увеличение несущей способности передачи настолько существенный фактор, что из-за него следует пойти на такие мероприятия. Другой путь расширения области применения — использовать самоустанавливающуюся опору В. Н. Ермака (см. рис. 4.25); третий путь — применять многорядные спутники (см. рис. 5.18), а также конструкции, предложенные для электромотор-колес.

Перейдем теперь к механизмам, которые придется применить, когда подшипники никак не уместятся внутри спутника, т. е. когда спутники придется ставить на пары пятого класса. Если применить бочкообразный зуб с точечным контактом (пары I_2) и одно плавающее звено (см. рис. 5.11, в), то можно избежать избыточных связей. Кардан лучше ставить двойной, так как будут меньше перекосы осей, к которым бочкообразные зубья очень чувствительны, так как у них при этом смещается вдоль оси точка контакта. Два местных подвижности в этом случае не вредны. К сожалению, точечный контакт дает более высокое контактное напряжение, чем линейчатый, и поэтому надо стремиться применять последний. В. Н. Кудрявцев применяет для этого одно плавающее звено на двойном кардане. Плавающим звеном может быть центральное колесо (рис. 5.11, з), венец (рис. 5.11, д) или водило (рис. 5.11, е). Эти три варианта неравноценны, так как у них трение в зубчатом кардане по-разному влияет на распределение нагрузки на спутники. Лучшим является механизм, приведенный на рис. 5.11, з (хотя он имеет большой размер в осевом направлении), а худшим — механизм на рис. 5.11, д (у него наибольшее отношение радиуса плавающего звена к длине кардана).

Применение второго кардана дает две угловые подвижности (подвижности первого кардана расходятся на плавание солнечного колеса и угловых подвижностей не дают), а на шесть зацеплений требуется их шесть. Значит, в этом

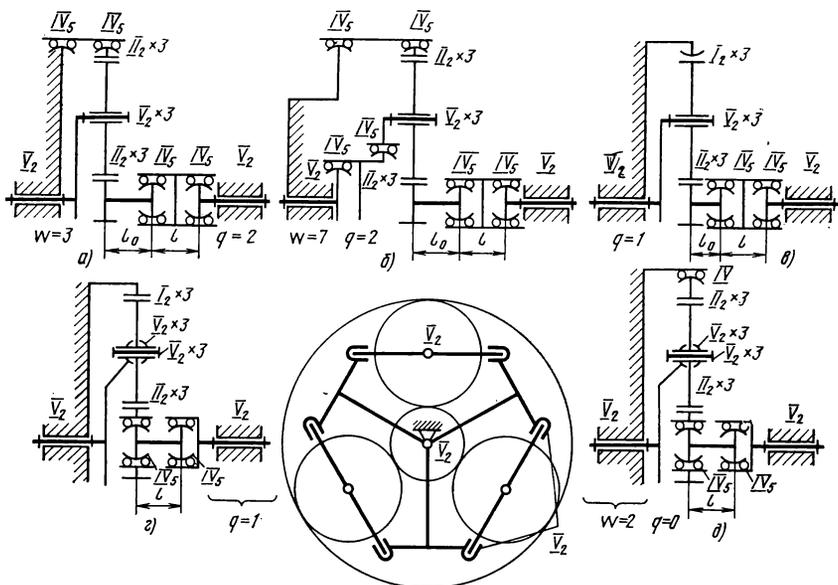


Рис. 5.13. Однорядные планетарные редукторы:

а — с двумя плавающими звеньями на двойных карданах (две избыточные связи); *б* — с тремя плавающими звеньями на двойных карданах (две избыточные связи); *в* — Шустера с одним плавающим звеном на двойном кардане и бочкообразным зубом на венце (одна избыточная связь); *г* — с сателлитами на качающихся рамах с одним плавающим звеном на двойном кардане (одна избыточная связь); *д* — с сателлитами на качающихся рамах с одним плавающим звеном на двойном кардане и самоустанавливающимся венцом (без избыточных связей)

случае не хватает четырех подвижностей, т. е. будет четыре избыточные связи на шесть зацеплений. Это можно определить и по формуле (1.1).

В схеме по рис. 5.11, *е* можно уменьшить осевой размер, если промежуточный полый вал двойного кардана расположить так, чтобы он охватывал водило. Тогда для сателлитов в нем надо предусмотреть соответствующие окна. Можно устранить еще две избыточные связи, поставив и венец на зубчатый кардан. Тогда останутся две избыточные связи на шесть зацеплений. Штекихт для этого применяет двойной кардан (рис. 5.13, *а*). При этом он вводит две местные подвижности — перемещение центрального колеса и венца в вертикальном направлении и перемещение их в горизонтальном направлении.

Выше было показано (см. рис. 5.4, *в*), что перемещение венца вызывает перемещение центрального колеса, равное ему и составляющее с ним угол 2α . Правда, этот угол при определении подвижности никакого значения не имеет. Опыт показал, что эти местные подвижности безвредны. Они даже полезны, так как при наличии эксцентриситета плавающих звеньев они будут сами центрироваться, не вызывая движения других звеньев (см. рис. 5.10). По этим причинам механизм Штекихта получил большое распространение за рубежом.

Если сделать плавающими три звена, то число избыточных связей не уменьшится (рис. 5.13, *б*, где звенья поставлены на двойные карданы). Дело в том, что между центральным колесом и тремя сателлитами, поставленными на вращательные пары V_2 , может быть только две относительные угловые подвижности (не

считая вращения механизма), а на три зацепления надо три. Аналогично одна избыточная связь и две местные подвижности получаются между венцом и водилом. Поэтому две угловые подвижности третьего плавающего звена не могут устранить избыточных связей и остаются как местные подвижности. Всего в этом механизме шесть местных и одна общая подвижность. Правда, в механизме (рис. 5.13, б) при наличии эксцентриситета трех плавающих звеньев они будут сами центрироваться, не вызывая движения других звеньев механизма. Однако остаются еще эксцентриситеты трех сателлитов, которые будут вызывать дополнительное движение всего механизма. Поэтому делать плавающими три звена механизма вряд ли целесообразно.

Таким образом, устранить избыточные связи за счет угловой подвижности основных звеньев при трех сателлитах невозможно — остаются две избыточные связи. Для устранения их надо поставить сателлиты на качающиеся рамы (рис. 5.13, з)¹. Шарниры их можно сделать очень простыми, так как в них отбрасываемое движение ничтожное. Тогда, если поставить одно звено на двойной кардан, то останется одна избыточная связь на шесть зацеплений. Если центральное колесо поставить на двойной кардан, а венец на простой (рис. 5.13, д), то избыточные связи будут устранены полностью. Правда, появится местная угловая подвижность, но она безвредна.

Есть еще один способ уменьшить число избыточных связей, предложенный А. Е. Шустером (рис. 5.13, е). В этом случае между центральным колесом и сателлитами должен быть линейчатый контакт (пара II_2), а между венцом и сателлитами — точечный (пара I_2), для чего венец сделан бочкообразным. В этом месте точечный контакт не страшен, так как работает выпуклый профиль по вогнутому и давления невелики. Недостатком является только трудность изготовления венца с бочкообразным зубом.

Известна конструкция с осями сателлитов, плавающими в радиальных пазах. Она дает одну угловую подвижность каждому сателлиту аналогично качающейся раме; остается еще одна линейная подвижность в радиальном направлении. Сателлит центробежной силой будет прижиматься к венцу. Поэтому такая схема пригодна только там, где центробежные силы невелики, т. е. для последней (очень тихоходной) ступени или для паразитных колес.

При шевронном (елочном) зубе получить планетарную передачу без избыточных связей гораздо труднее, чем при прямом, так как каждое зацепление елочных зубьев накладывает уже четыре условия связи. С другой стороны, елочный зуб позволяет получить большую несущую способность при малых габаритах.

На рис. 5.14, а показана передача Штекихта, которая за рубежом получила большое распространение. У нее центральные колеса и венцы плавающие. Вследствие этого кроме основной подвижности — вращения редуктора будут еще две местные подвижности.

Будем рассматривать зацепление шевронных зубьев как две пары второго класса. Выше было показано (см. рис. 5.4, в), что перемещение венца вызывает перемещение центрального колеса, равное ему и составляющее с ним угол $180^\circ - 2\alpha$ (этот угол при определении подвижности никакого значения не имеет). При двух плавающих основных звеньях, каждое из которых установлено на двойном кардане (в данной конструкции — зубчатом), комплекс из двух плавающих колес имеет две местные групповые подвижности — в вертикальном и горизонтальном направлении, а всего $w = 3$.

Необходимо подчеркнуть, что опыт эксплуатации редукторов Штекихта показал безвредность этих подвижностей. Колебательных процессов и ударов не было замечено. Очевидно, трение в зубьях их хорошо демпфирует.

¹ Ястребов В. М., Плеханов Ф. И. Планетарная передача. — Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки, 1976, № 28, авторское свидетельство № 523216.

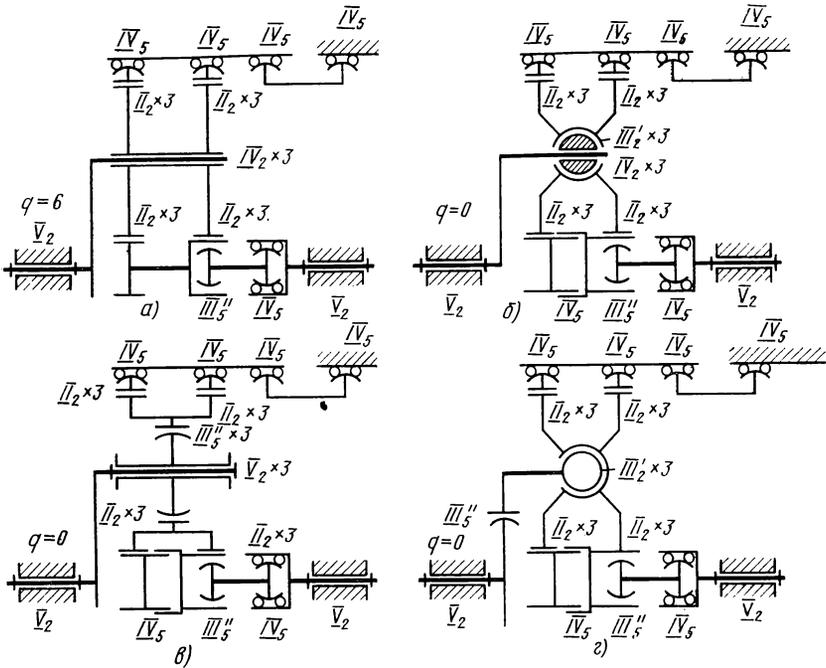


Рис. 5.14. Планетарные редукторы с шевронным зубом:

a – Штекихта с шестью избыточными связями; *б, в* и *г* – без избыточных связей вследствие двух подвижностей на опоре каждого сателлита и карданного шарнира между половинками солнечного колеса

По формуле (1.1) найдем $q = w - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I$, т. е. $q = 3 - 6 \cdot 11 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 8 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 12 = 6$.

Рассмотрим, какой вред приносят эти избыточные связи. Крутящий момент солнечного колеса распределяется поровну между полушевронами вследствие равенства осевых усилий в этих зацеплениях. Такое распределение получается из-за осевой подвижности пары третьего класса в зубчатом кардане.

В каждом полушевроне окружное усилие между сателлитами распределяется равномерно вследствие плавания соответствующего конца солнечного колеса. Таким образом, выравниваются все шесть усилий в шести зацеплениях солнечного колеса с тремя сателлитами. Усилия в зацеплениях сателлита с венцами выравниваются вследствие его осевой подвижности. Следовательно, выравнены усилия во всех зацеплениях.

Для равномерного распределения усилия по длине зуба требуется одна угловая подвижность на каждое простое зацепление (две на шевронное), всего 12 угловых подвижностей. В редукторе Штекихта имеется только шесть угловых подвижностей: четыре в двух зубчатых карданах на венцах (пары четвертого класса) и две во втором кардане солнечного колеса. Следовательно, не хватает шести угловых подвижностей. Это и есть избыточные связи, найденные по формуле (1.1). Они будут вызывать (при неточностях изготовления) неравномерную нагрузку по длине зуба. Чтобы их устранить, надо добавить соответствующие угловые подвижности. Две избыточные связи устранил В. Г. Фролов постановкой кардана между колесами центрального звена. На рис. 5.14, *б, в* и *г* применены зубчатые карданы. Для

добавления угловых подвижностей надо ставить пары третьего класса на осях сателлитов. На рис. 5.14, *б* это шаровые пары, но чтобы не потерять осевой подвижности, промежуточный сухарь соединяется с водилом цилиндрической парой четвертого класса.

Подвижности в этой схеме будут иные, чем на рис. 5.14, *а*. Кроме групповых линейных подвижностей солнечного колеса с венцами в вертикальном и горизонтальном направлении будут еще две угловые подвижности. Солнечное колесо может иметь мгновенную угловую подвижность вокруг вертикальной оси с соответствующим перемещением сателлитов и венцов. Сферические опоры сателлитов этому не препятствуют (в противоположность цилиндрическим, см. рис. 5.14, *а*). Не препятствуют также и двойные зубчатые карданы на солнечном колесе и венцах. Аналогичная групповая угловая подвижность будет и вокруг поперечной оси. Сухари имеют местную подвижность — вращение вокруг своей оси, т. е. для механизма $w = 8$.

На рис. 5.14, *в* сателлит соединен с промежуточной втулкой с помощью зубчатого кардана третьего класса — он дает две угловые и необходимую осевую подвижность. На рис. 5.14, *г* сателлит соединен с водилом шаровой парой третьего класса. Чтобы сохранить осевые подвижности всех трех сателлитов, водило соединено с валом с помощью зубчатого кардана третьего класса. На рис. 5.14, *в*, *г* нет сухарей, поэтому $w = 5$.

Если зубчатый кардан передает момент на косозубое колесо, то он должен передавать и осевое усилие. Для этого кардан надо делать тоже косозубым так, чтобы шаг спирали его (осевой) был равен шагу спирали приводимого им колеса.

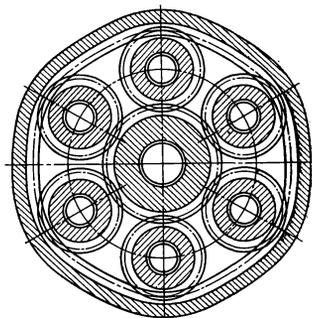
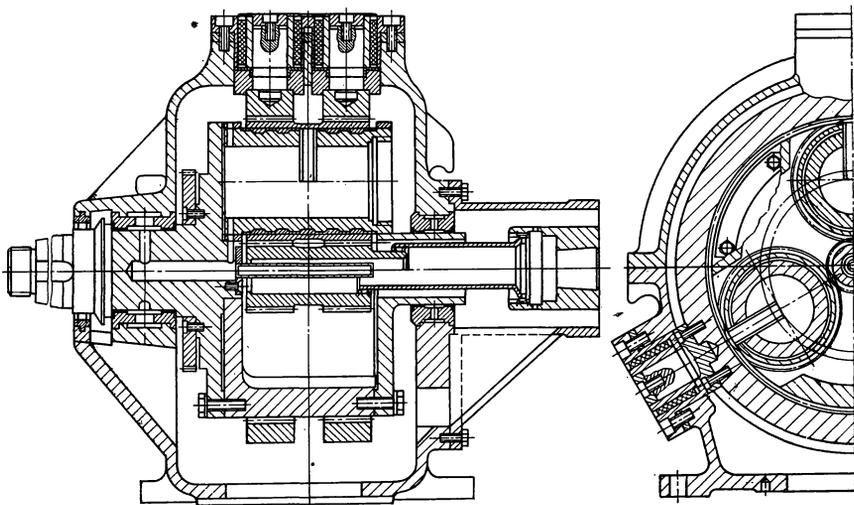


Рис. 5.15. Упругий венец в редукторах Штекихта

Рис. 5.16. Упругие опоры венцов в редукторе Шкода



В механизмах с избыточными связями для уменьшения их влияния используется упругость. Штекихт при шести сателлитах использует для этого упругость венца (рис. 5.15). В конструкции Шкода опорные колеса соединены с корпусом с помощью резиновых втулок (рис. 5.16).

5.4. ДОПУСКИ В ОДНОРЯДНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Предусмотренные ГОСТ 1643–72 значения наименьших смещений исходного контура A_n и значения допусков на смещение исходного контура T_n не только обеспечивают создание гарантированного бокового зазора j_n , но и учитывают также возможные погрешности изготовления и монтажа, вызванные отклонением межосевого расстояния f_a , биением зубчатых венцов F_r , отклонением в направлении зубьев F_p , непараллельностью f_x и перекосом осей f_y , отклонением основного шага на обоих колесах пары f_{pb} .

Планетарным механизмам наряду с указанными погрешностями, учетными стандартными допусками на зубчатые передачи, присущи специфические погрешности, связанные с наличием водила и нескольких сателлитов. Они требуют специального подхода к выбору коэффициентов смещения и геометрическому расчету передач.

Планетарный однорядный механизм без плавающих звеньев. Специфическими погрешностями, присущими многосателлитному планетарному механизму, являются эксцентриситет водила E_4 и тангенциальное перемещение e , определяемое допуском на угол между сателлитами. Для компенсации этих погрешностей необходимо уменьшить номинальную толщину зубьев колес.

Определим дополнительный коэффициент смещения исходного контура Δx , учитывающий тангенциальное перемещение центра сателлита из «идеального» положения на величину E_{t2} . Поскольку направления e и E_4 независимы, то

$$E_{t2} = \sqrt{e^2 + E_4^2}. \quad (5.16)$$

Центральные колеса в многосателлитном механизме можно считать зафиксированными в данный момент времени относительно друг друга. Перемещение центра сателлита на величину E_{t2} вызовет наложение профилей зубьев. Чтобы сборка оказалась возможной, необходимо уменьшить толщину зубьев по дуге начальной окружности на величину

$$j_w = 2E_{t2}. \quad (5.17)$$

Боковой зазор по контактной нормали

$$j_n = j_w \cos \alpha_w. \quad (5.18)$$

Дополнительный коэффициент смещения, обеспечивающий j_n

$$\Delta x' = \frac{j_n}{2m \sin \alpha}. \quad (5.19)$$

Дополнительный коэффициент смещения может быть отнесен как к центральному колесу z_1 , так и к сателлиту z_2 . При передаточном числе механизма $u > 3$ и малозубом колесе z_1 уменьшение коэффициента смещения x_1 может вызвать недопустимый подрез зубьев колеса z_1 . В этом случае целесообразно компенсировать погрешности за счет уменьшения коэффициента смещения сателлита, как это и сделано ниже, т. е. принять $\Delta x'_2 = \Delta x'$.

Коэффициент смещения сателлита

$$x'_2 = x_2 - \Delta x'_2. \quad (5.20)$$

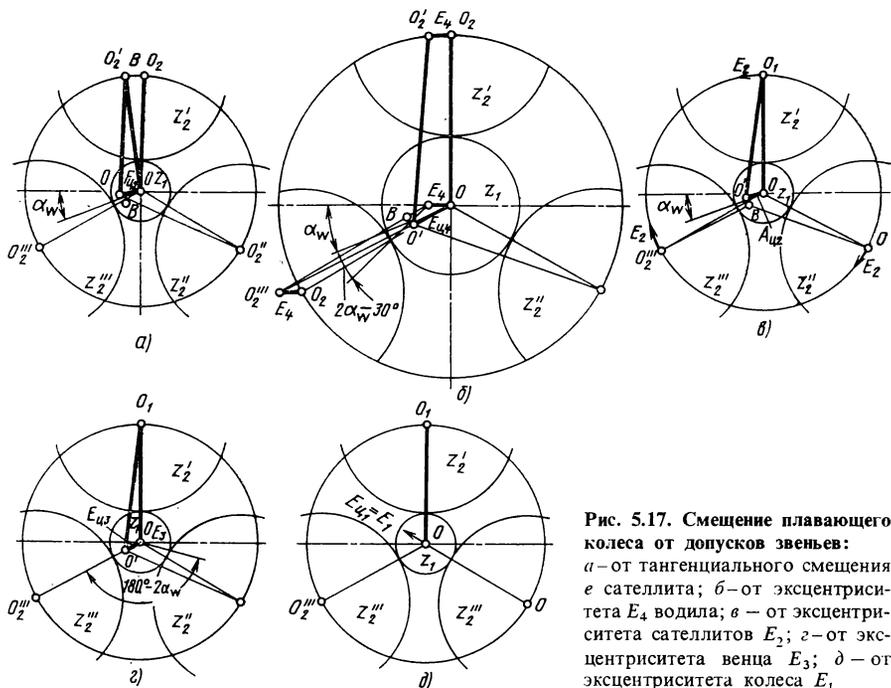


Рис. 5.17. Смещение плавающего колеса от допусков звеньев: а — от тангенциального смещения e сателлита; б — от эксцентриситета E_4 водила; в — от эксцентриситета сателлитов E_2 ; г — от эксцентриситета венца E_3 ; д — от эксцентриситета колеса E_1

При проверке геометрических показателей качества зацеплений следует учитывать возможность совпадения направления эксцентриситета E_4 водила с линией центров.

Планетарный механизм с плавающим звеном. Рассмотрим влияние каждого из допусков, присущих планетарному механизму, на перемещение плавающего звена и связанное с этим требуемое изменение геометрических параметров колес.

Допуск на центральный угол между сателлитами вызывает (рис. 5.17, а) перемещение плавающего звена z_1 , определяемое по формуле

$$E_{цв} = \frac{4}{3} e \cos \alpha_w.$$

При этом межосевое расстояние a_w в зацеплении $z_1 z_2''''$ уменьшится до величины $a_w'''' = O_2'' O' \approx O_2 B$. Тогда

$$a_w''''_{12} = a_w - E_{цв} \cos(30^\circ - \alpha_w). \tag{5.21}$$

Угол зацепления уменьшится до значения

$$\alpha_w''''_{12} = \arccos \left[\frac{m(z_1 + z_2)}{2 a_w''''_{12}} \cos \alpha \right]. \tag{5.22}$$

Чтобы перемещение плавающего звена не вызывало заклинивания механизма, необходимо уменьшить толщину зубьев по сравнению с ее теоретическим значением. Таким образом, при идеальном расположении центров колес возникает некоторый боковой зазор, который должен быть таким, чтобы при межосевом расстоянии $a_w''''_{12}$ зацепление $z_1 z_2''''$ стало беззазорным. Дополнительный коэффициент сме-

щения $\Delta x_{2(e)}$, компенсирующий уменьшение межосевого расстояния,

$$\Delta x_2 = x_1 + x_2 - \frac{(\text{inv } \alpha''_{w12} - \text{inv } \alpha)(z_1 + z_2)}{2 \text{tg } \alpha}. \quad (5.23)$$

Эксцентриситет E_4 в одила вызывает (рис. 5.17, б) перемещение плавающего колеса z_1 на величину $E_{ц4} = 2 E_4 \cos \alpha_w$. При этом все межосевые расстояния изменятся. Наибольшего дополнительного коэффициента смещения для компенсации изменения межосевого расстояния требует зацепление z_1, z_2'' .

По рис. 5.17, б межосевое расстояние в этом зацеплении

$$a''_{w12} = O_2''B = a_w - E_4 \cos(2\alpha_w - 30^\circ). \quad (5.24)$$

По выражению (5.22) определим угол α''_{w12} , по выражению (5.23) — дополнительный коэффициент смещения $\Delta x_{2(E_4)}$.

Эксцентриситет E_2 сателлитов в самом неблагоприятном случае вызовет перемещение плавающего колеса z_1 на величину

$$A_{ц2} = \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha_w.$$

При определении изменившихся межосевых расстояний учтем лишь перемещение $A_{ц2}$ плавающего звена, так как биение E_2 зубчатых венцов гостировано.

По рис. 5.17, в

$$a''_{w12} = a_w - A_{ц2} \cos(30^\circ - \alpha_w). \quad (5.25)$$

По выражениям (5.22) и (5.23) определим соответственно α''_{w12} и $\Delta x_{2(E_2)}$.

Эксцентриситет E_3 колеса z_3 вызовет перемещение плавающего звена z_1

$$E_{ц3} = E_3. \quad (5.26)$$

Биение E_3 зубчатого венца гостировано. Наименьшее межосевое расстояние при перемещении плавающего звена z_1 на величину $E_{ц3}$ в самом неблагоприятном случае (рис. 5.17, г) составит

$$O_2''O' = a''_{w12} = a_w = E_{ц3}. \quad (5.27)$$

Угол зацепления α''_{w12} и дополнительный коэффициент смещения $\Delta x_{2(E_3)}$, компенсирующий перемещение z_1 , определим соответственно по выражениям (5.22) и (5.23).

Эксцентриситет E_1 колеса z_1 гостирован.

Поскольку рассмотренные погрешности являются случайными, не зависящими друг от друга, суммарный дополнительный коэффициент смещения может быть получен квадратичным сложением:

$$\Delta x_2'' = \sqrt{\Delta x_{2(e)}^2 + \Delta x_{2(E_4)}^2 + \Delta x_{2(E_2)}^2 + \Delta x_{2(E_3)}^2}. \quad (5.28)$$

Коэффициент смещения сателлита

$$x_2'' = x_2 - \Delta x_2''. \quad (5.29)$$

Наименьшее межосевое расстояние пары внешнего зацепления $a_{w12\text{min}}$ можно определить по найденному значению x_2'' по известным зависимостям (5.19) и (5.20).

Коэффициент перекрытия ε_2 следует проверить по наибольшему значению, которое может принять в результате «плавания» колес межосевое расстояние

$$a_{w12\text{max}}.$$

5.5. МНОГОРЯДНЫЙ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ РЕДУКТОР С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ¹

Когда внутри сателлита однорядного механизма не умещается сферический подшипник достаточной работоспособности, можно разрезать каждый сателлит на несколько частей, например на три (рис. 5.18), и каждую часть опереть на свой подшипник. Механизм становится многорядным (на рис. 5.18 механизм стал трехрядным, при этом в 3 раза увеличилась работоспособность подшипников сателлита). Для равномерного распределения нагрузки между рядами (сохранения статической определенности) солнечное колесо тоже разрезается и его элементы соединяются зубчатыми карданами с косыми зубьями. Моменты, передаваемые зубчатыми карданами, будут равны M , $2M$, $3M$ и т. д.

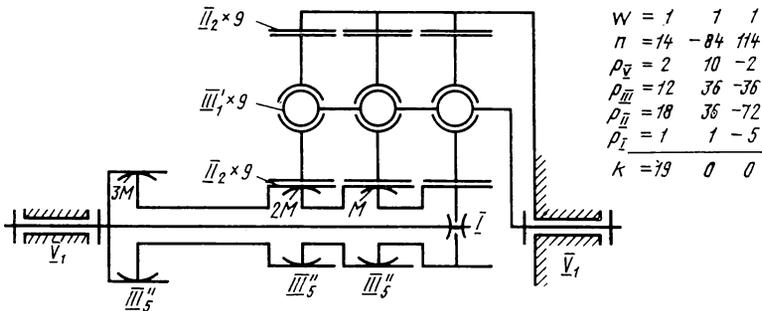


Рис. 5.18. Многорядный одноступенчатый редуктор с прямыми зубьями

Зубчатые карданы должны рассчитываться из условия равенства осевых усилий, т. е.

$$Q_0 = M \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{R_1} = 2M \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{R_2} = 3M \frac{\operatorname{tg} \beta_3}{R_3}. \tag{5.30}$$

Практически целесообразно радиусы карданов R_1 и R_2 , которые располагаются внутри солнечных колес, брать одинаковыми, а радиус R_3 зубчатого кардана, соединенного с ведущим валом и передающего наибольший момент, брать несколько большим. Если взять $R_3 = 2R_1 = 2R_2$ и $\beta_3 = 45^\circ$, получим $\beta_1 = 56,3^\circ$ и $\beta_2 = 36,9^\circ$, что вполне конструктивно.

Чтобы осевые усилия крайних звеньев ведущей системы не передавались на ее подшипники, целесообразно эти звенья соединить тягой с одной парой I_2 или двумя парами III_4 по концам. В последнем случае будет местная подвижность — безвредная — вращение этой тяги вокруг своей оси. В рассмотренном механизме нет избыточных связей, подсчет которых дан в таблице на рис. 5.18.

5.6. МНОГОСАТЕЛЛИТНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Многосателлитные планетарные передачи способствуют значительному сокращению габаритов и массы механизма, особенно при большом числе сателлитов. Но это получается только при условии равномерного распределения нагрузки между сателлитами, чего достигают при помощи уравнительного механизма. Правильность схемы уравнительного механизма можно проверить путем подсчета избыточных

¹ Решетов Л. Н. Планетарный зубчатый редуктор. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1976, № 10, авторское свидетельство № 506707.

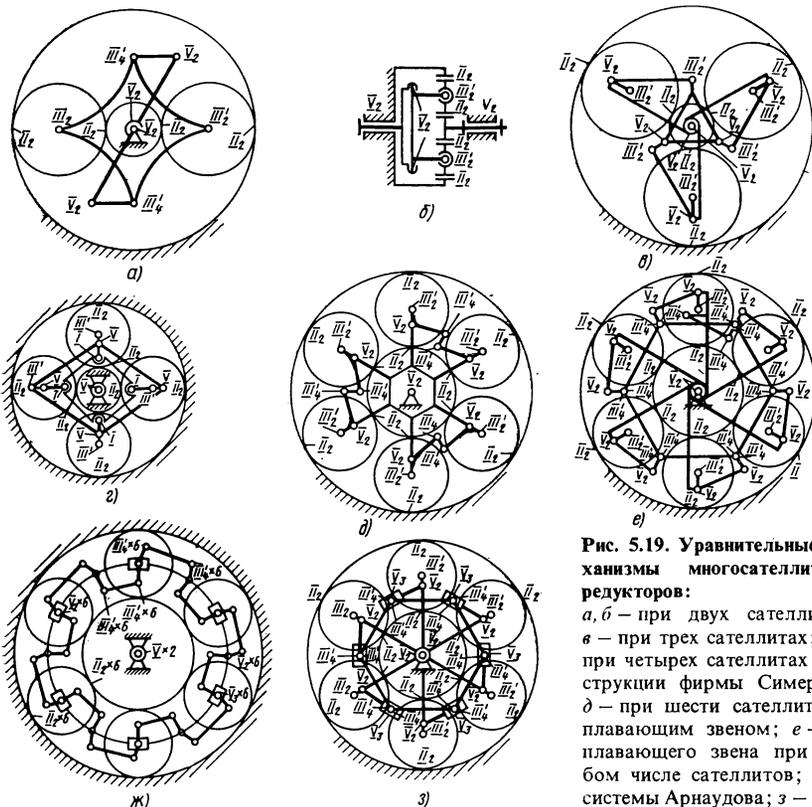


Рис. 5.19. Уравнительные механизмы многосателлитных редукторов:

a, б — при двух спутниках; *в* — при трех спутниках; *г* — при четырех спутниках конструкции фирмы Симеринг; *д* — при шести спутниках с плавающим звеном; *е* — без плавающего звена при любом числе спутников; *ж* — системы Арнаудова; *з* — с поступательными парами

связей. Уравнительный механизм должен быть статически определенным. Для плоских механизмов можно использовать формулу (1.5).

Самый простой уравнительный механизм получается при двух спутниках (рис. 5.19, *a*). Водило в нем делают плавающим, его соединяют с ведомым валом при помощи двух поводков, обязательно параллельных линии, соединяющей центры спутников. Так надо делать потому, что на перемещение других звеньев радиальное перемещение центра спутника не влияет, а влияет только тангенциальное. Такое перемещение и должен давать уравнительный механизм.

При двух спутниках уравнительный механизм нельзя ставить ни на центральной, ни на опорном колесе, так как тогда невозможно выполнить упомянутое условие направления поводков.

В этом механизме $w = 2$. Вторая подвижность получилась вследствие вращения водила вокруг пар III'_4, III'_4 . Эта подвижность вредная, и ее необходимо устранить соответствующими упорами. При $n = 7, p_V = 4, p_{III} = 4$ и $p_{II} = 4$ $q = 2 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 4 + 2 \cdot 4 = 0$.

При двух спутниках на сферических опорах уравнительный механизм можно сделать еще проще (рис. 5.19, *б*). Для этого водило надо соединить с ведомым валом вращательной парой V_2 , ось которой параллельна линии центров спутников. В этом механизме $w = 1, n = 5, p_V = 3, p_{III} = 2$ и $p_{II} = 4$, тогда $q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 3 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 4 = 0$.

Интересно сравнить такой механизм с механизмом, приведенным на рис. 5.19, а. У него (рис. 5.19, б) пять звеньев и девять пар против семи звеньев и 12 пар (см. рис. 5.19, а).

При трех спутниках получается проще конструкция с плавающим звеном. Несмотря на это, встречается конструкция (рис. 5.19, в), в которой каждый спутник сидит на угловом рычаге, соединенном с водилом вращательной парой V_2 . Другие концы рычагов при помощи поводков III_2V_2 соединены плавающим звеном, условно показанным в виде треугольника. Такое устройство выравнивает усилия на поводках (приблизительно), а следовательно, выравнивает нагрузки на спутники. Чтобы избежать местной подвижности, которая может оказаться вредной, один из поводков неподвижно соединяют с плавающим звеном.

В этом механизме $n = 11$, $p_V = 7$, $p_{III} = 6$, $p_{II} = 6$ и $w = 1$, тогда $q = 1 - 6 \cdot 11 + 5 \cdot 7 + 3 \cdot 6 + 2 \cdot 6 = 0$.

Для трех спутников интересный уравнивающий механизм предложили Г. А. Анопов и А. Ф. Крайнев¹.

Вместо поводков угловые рычаги можно соединить с плавающим звеном при помощи пальца и паза [57]. Можно также использовать уравнивающий механизм с угловыми рычагами для двух спутников. Угловые рычаги соединены у него зубчатыми сегментами [58]. Можно соединить их и при помощи механизма антипараллельного кривошипа.

Уравнивающее устройство для четырех спутников, применяемое в Австрии фирмой Симмеринг, показано на рис. 5.19, г (водило изображено в виде ромба). На плавающее звено действуют четыре силы, поэтому нельзя, чтобы эти силы пересекались в одной точке, так как тогда нарушится условие № 6, сформулированное в табл. 3.1. Поэтому взят общий случай расположения сил на плоскости — две силы действуют в горизонтальном направлении и две в вертикальном (для положения механизма на рис. 5.19, г).

Два спутника опираются на рычаги первого рода (верхний и нижний), а два других — на рычаги второго рода. Благодаря этому моменты, передаваемые ими на плавающее звено, направлены в противоположные стороны, поэтому они и уравновешиваются.

Во избежание вредной подвижности надо плавающее звено соединить с водилом плоскостной парой III_2' или из четырех пар, соединяющих его с рычагами, три должны быть парами второго класса и одна первого.

В этом механизме $w = 1$, $n = 11$, $p_V = 6$, $p_{III} = 5$, $p_{II} = 8$ и $p_I = 4$. Тогда по (1,1) найдем $q = 1 - 6 \cdot 11 + 5 \cdot 6 + 3 \cdot 5 + 2 \cdot 8 + 4 \cdot 1 = 0$.

Правда, в исполненных механизмах все четыре пары на плавающем звене выполнены второго класса, поэтому у него $q = 1$, но это не страшно вследствие больших осевых зазоров в парах плавающего звена.

При числе спутников больше трех одно плавающее звено не выравнивает нагрузки, поэтому следует применять механизмы, выравнивающие нагрузки соседних спутников.

Такое устройство для шести спутников показано на рис. 5.19, д. В нем имеются подвижности: основное движение, вращение трех поводков III_4III_4 вокруг своих осей, три подвижности плавающего звена (перемещение вдоль оси механизма и два вращения вокруг осей, перпендикулярных к оси механизма), т. е. $w = 7$, $n = 17$, $p_V = 7$, $p_{III} = 12$ и $p_{II} = 12$. Тогда найдем $q = 7 - 6 \cdot 17 + 5 \cdot 7 + 3 \cdot 12 + 2 \cdot 12 = 0$.

Такое же устройство можно применить при пяти спутниках с двумя вспомогательными механизмами и при четырех с одним вспомогательным выравни-

¹ Анопов Г. А., Крайнев А. Ф. Лебедка. — Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1966, № 7, авторское свидетельство № 180325.

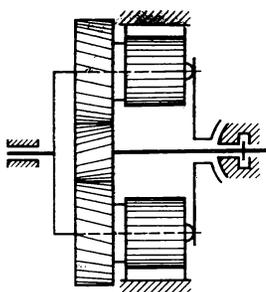


Рис. 5.20. Уравнительный механизм с косозубыми колесами, использующими осевые усилия спутников

вающим механизмом. Одно из центральных звеньев по-прежнему выполняют плавающим. При числе спутников больше шести этот механизм непригоден.

При любом числе спутников можно применять и общий выравнивающий механизм без плавающего звена (рис. 5.19, е). В нем многоугольник следует выполнять шарнирным — в каждом углу три звена соединяют двумя парами III_4 . Для уменьшения трения применены только вращательные пары и нет поступательных.

При шести спутниках $w = 8$ (основное движение плюс вращение семи поводков вокруг своих осей), т. е. $n = 27$, $p_V = 14$, $p_{III} = 20$, $p_{II} = 2$. Тогда найдем $q = 8 - 6 \cdot 27 + 5 \cdot 14 + 3 \cdot 20 + 2 \cdot 12 = 0$.

Если механизм передает момент только в одном направлении, когда короткие тяги, присоединенные к многоугольнику, работают на растяжение, то его можно упростить. В этом случае многоугольник будет висеть на тягах, и направляющий механизм для него не нужен. Исключаются один поводок, две пары $III_4 III_4$ и местная подвижность поводка. Добавляется одна подвижность — вращение многоугольника вокруг оси механизма. Работе она не вредит, так как многоугольник центрирован тягами. В этом случае $w = 8$, $n = 26$, $p_V = 14$, $p_{III} = 18$ и $p_{II} = 12$, тогда $q = 8 - 6 \cdot 26 + 5 \cdot 14 + 3 \cdot 18 + 2 \cdot 12 = 0$.

Еще более сложный механизм предложил К. Арнаудов (рис. 5.19, ж). В нем оси спутников соединены с водилом с помощью ползунков V_3 , имеющих подвижность в тангенциальном направлении. Выравнивание окружных усилий достигается системой равноплечих рычагов, половина из которых имеет оси вращения V_2 на ползунках и другая половина оси V_2 на водиле. Рычаги соединяются тягами $III_4 III_4$. Механизм имеет групповую подвижность — вращение всех рычагов в одном направлении, например против часовой стрелки. Хотя вредной ее нельзя считать, но все же она может привести к стуку в механизме. В механизме при шести спутниках $w = 14$ (основное движение плюс групповая подвижность плюс вращение 12 тяг вокруг своих осей), $n = 38$, $p_V = 20$, $p_{III} = 30$, $p_{II} = 12$. Тогда найдем $q = 14 - 6 \cdot 38 + 5 \cdot 20 + 3 \cdot 30 + 2 \cdot 12 = 0$.

Следует отметить, что механизм, изображенный на рис. 5.19, д, при шести спутниках получился значительно проще, чем на рис. 5.19, е и ж. У него 17 звеньев и 19 вращательных пар против 27—26 звеньев и 34—32 пар, имеющихся в механизме, приведенном на рис. 5.19, е или против 38 звеньев и 50 пар в механизме К. Арнаудова (рис. 5.19, ж).

Если применить поступательные пары, то число звеньев можно еще сократить (рис. 5.19, з).

Для снижения трения до минимального необходимо так подобрать размеры, чтобы при работе механизмов перемещение ползунка было минимальным. При этом центр ползунка должен располагаться на прямой, соединяющей центры вращения рычагов соседних спутников. В этом механизме $w = 7$ (основное движение и местные подвижности шести поводков), $n = 25$, $p_V = 13$, $p_{III} = 18$ и $p_{II} = 12$. Тогда $q = 7 - 6 \cdot 25 + 5 \cdot 13 + 3 \cdot 18 + 2 \cdot 12 = 0$.

В механизмах с двухрядными спутниками и с косозубыми колесами (рис. 5.20) для выравнивания нагрузки может быть использовано осевое усилие. Уравнительное звено опирается на сферическую опору и ограничено плоскостью, на которую и передаются осевые усилия. Такой механизм пригоден только для трех спутников и для одного направления вращения, что является его недостатком. Он сложнее, чем механизм с одним плавающим звеном, и потому вряд ли найдет широкое применение.

5.7. ОДНОРЯДНЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ С ШЕСТЬЮ САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИМИСЯ САТЕЛЛИТАМИ¹

Известны однорядные механизмы с тремя самоустанавливающимися сателлитами. Однако в мощных передачах, применяемых как редукторы, как реверсивные механизмы и как элементы многократных или замкнутых планетарных передач, трех сателлитов недостаточно, поэтому приходится увеличивать их количество. Такие механизмы нужны в судовых установках, в авиации (вертолетах) и других областях, но с увеличением числа сателлитов уменьшается возможное передаточное число. При шести сателлитах оно равно примерно 3,7. Поэтому дальнейшее увеличение числа сателлитов необходимо только в редких случаях.

При шести сателлитах можно применять уравнительные механизмы, выравнивающие окружные усилия всех сателлитов. Однако такие механизмы получаются очень сложными — число звеньев в них доходит до 27 и даже до 38 (рис. 5.19, ж). На рис. 5.21 дан механизм, который ту же задачу решает гораздо проще. В нем солнечное колесо 1 и тихоходный вал 7 опираются на подшипники, представляющие собой вращательные кинематические пары пятого класса. Сателлиты 2 и 4 с помощью сферических подшипников класса III' соединяются с двумя водилами 3 и 5.

Благодаря сферическим подшипникам обеспечивается линейчатый контакт зубьев сателлитов с солнечным колесом и опорным венцом. На каждом водиле по три сателлита, расположенных через 120° . Оба водила выполнены плавающими, что обеспечивает равномерное распределение нагрузки между тремя сателлитами одного водила. Каждое водило соединено с тихоходным валом 7 одним сферическим шарниром класса III'. Два вращения вокруг двух взаимно перпендикулярных осей этого шарнира обеспечивают плавание водила и равномерное распределение окружного усилия между его сателлитами. Третье вращение около оси z , параллельной оси вращения механизма, устраняется тягой 6, соединяющей оба водила 3 и 5 и обеспечивающей равномерное распределение момента тихоходного вала между обоими водилами. Тяга 6 может присоединяться к водилам 3 и 5 в точках, лежащих на осях сателлитов, но могут быть выбраны и другие точки, лишь бы было равенство плеч силы вдоль этой тяги, что необходимо для равенства моментов, передаваемых обоими водилами.

В этом механизме подвижность равна двум: это основная и местная — вращение тяги 6 вокруг своей оси. Избыточные связи, рассчитанные по (1.1) или (1.2), отсутствуют (см. таблицу слева внизу на рис. 5.22). Но число контуров $k = p - n = 13$.

¹ Решетов Л. Н. Планетарная передача. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1973, № 46, авторское свидетельство № 407118.

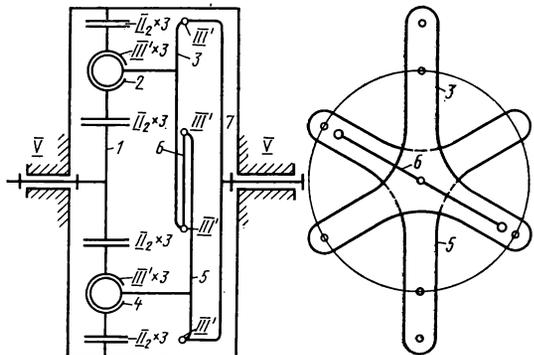


Рис. 5.21. Однорядный планетарный механизм с шестью самоустанавливающимися сателлитами

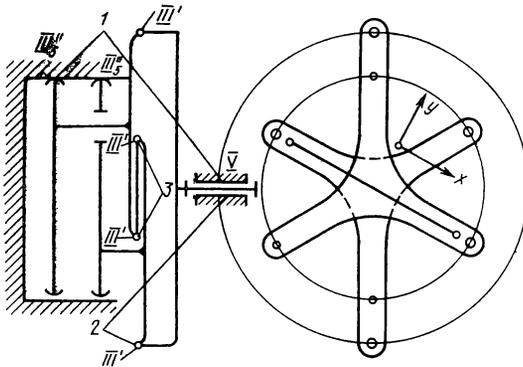


Рис. 5.22. Подвижности в контуре для механизма, изображенного на рис. 5.21.

$w = 2 \quad 2 \quad 2$	$w =$	$w = 1 \quad 1 \quad 1$
$p = 11 \quad -66 \quad 78$		$p = 4 \quad -24 \quad -18$
$p_{\bar{z}} = 2 \quad 10 \quad -2$		$p_{\bar{z}} = 1 \quad 5 \quad -1$
$p_{\bar{y}} = 10 \quad 30 \quad -30$		$p_{\bar{y}} = 6 \quad 18 \quad -18$
$p_{\bar{x}} = 12 \quad 24 \quad -48$		$k = 3 \quad q = 0 \quad 0$
$k = 13 \quad q = 0 \quad 0$		

$f'_x = 0$	$f''_x = 4$
$f'_y = 0$	$f''_y = 4$
$f'_z = 2$	$f''_z = 3$
$f'_x = 0$	$f''_x = 2$
$f'_y = 0$	$f''_y = 2$
$f'_z = 0$	$f''_z = 2$

его со стойкой, что не повлияет на избыточные связи.

Рассмотрим кинематическое соединение между водилом и стойкой, образованной солнечным колесом и венцом. Между сателлитом и стойкой имеются две пары II_2 , соединенные параллельно, т. е. $2 + 2 = 4$ условий связи или $6 - 4 = 2$ подвижности (линейные). Между сателлитом и водилом имеется сферическая пара III' , подвижность которой равна трем и которая включена последовательно с соединением между сателлитом и стойкой. Подвижность между водилом и стойкой за счет одного сателлита $2 + 3 = 5$, а условий связи $6 - 5 = 1$. Три сателлита, которые соединены параллельно, дают $3 \times 1 = 3$ условия связи.

Следовательно, кинематическое соединение между водилом с тремя сателлитами на сферических опорах и стойкой можно рассматривать как зубчатый кардан III'_2 . Механизм с такими соединениями показан на рис. 5.22. В нем только одна местная подвижность — вращение тяги b вокруг своей оси, так как основная подвижность равна нулю. По формуле (1.1) или (1.2) найдем $q = 0$. Число контуров $k = p - n = 3$.

Возьмем оси координат: x — вдоль оси соединительной тяги; y — перпендикулярно ей в торцовой плоскости; z — вдоль оси механизма.

Рассмотрим контуры: первый — стойка, пара V пятого класса, ведомый вал, пара III' , водило, пара III'_2 , стойка; второй — то же, но через другое водило; третий — ведомый вал, пара III' , водило, пара III' , тяга, пара III' , водило, пара III' , ведомый вал.

Подвижности первого и второго контуров рассмотрим одновременно. Линейные подвижности f'_x и f'_y отсутствуют во всех трех контурах. Линейная подвижность f'_z есть в парах III'_2 в первом и втором контурах. Следовательно, в обоих $f'_z = 2$. Подвижности f''_x в первом контуре есть в паре III'_2 и III' . То же самое во втором. Следовательно, в обоих контурах $f''_x = 4$. Аналогично $f''_y = 4$. Подвижность f''_z в первом и втором контурах дает пара V и две пары III' . Следовательно, $f''_z = 3$.

Большое число контуров затрудняет исследование механизма вследствие необходимости рассмотрения подвижностей в контурах. Можно значительно уменьшить число контуров, если группу кинематических пар заменить кинематическим соединением соответствующей подвижности. Следует напомнить, что при последовательном соединении кинематических пар складываются их подвижности, а при параллельном — накладываемые ими условия связи. Для еще большего упрощения закрепим неподвижно солнечное колесо 1, соединив

К третьему контуру отнесем подвижности в обеих шаровых парах, расположенных по концам соединительной тяги 6. Поэтому $f''_x = f''_y = f''_z = 2$.

Рассмотрим, как распределяются подвижности. В контурах 1, 2 две угловые подвижности f''_x пойдут на замену f_y . Это возможно, так как есть звенья (водила), направленные по оси z , вследствие того, что сателлиты и уравнильный механизм расположены в разных плоскостях, перпендикулярных к оси вращения. Такое расположение обязательно для работы уравнильного механизма. Две другие угловые подвижности f''_x пойдут на замыкание контура. Совершенно так же распределяются угловые подвижности f''_y . В контуре 3 одна угловая подвижность f''_x пойдет на замыкание контура; другая останется как местная подвижность — вращения соединительной тяги вокруг своей оси. Одна угловая подвижность f''_y пойдет на замену f'_z , так как есть звено (сама тяга), направленное по оси x . Другая останется на замыкание контура. Аналогичным образом одна угловая подвижность f''_z пойдет на замену f'_y , другая — на замыкание контура. Замыкание контура 3 по оси x получится за счет угловой подвижности f''_z , которая осталась свободной в контурах 1 и 2 благодаря наличию звена (ведомого), направленного по оси y .

Проведенное исследование указало на отсутствие неучтенных местных подвижностей, которые в формулах (1.1) (1.2) могли бы привести к ошибке в определении числа избыточных связей. Этот подсчет дан справа на рис. 5.22 (в таблице внизу).

5.8. ПЛЮСОВЫЕ ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ БОЛЬШИХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ

Плюсовыми называем механизмы с положительным передаточным числом приведенного механизма, т. е. механизма при остановленном водиле. Для больших передаточных чисел, когда значения КПД не представляют интереса, применяются плюсовые планетарные механизмы. Известна одна хорошая конструкция, которая предложена В. Н. Кудрявцевым. В механизме с двумя внутренними зацеплениями (рис. 5.23) ведущий вал и двойной сателлит поставлены каждый на два сферических роликовых подшипника. Чтобы избежать избыточных связей, надо зубья выполнять бочкообразными. Планетарная передача соединена с простой цилиндрической передачей, что, конечно, необязательно. В механизме с одним внутренним зацеплением

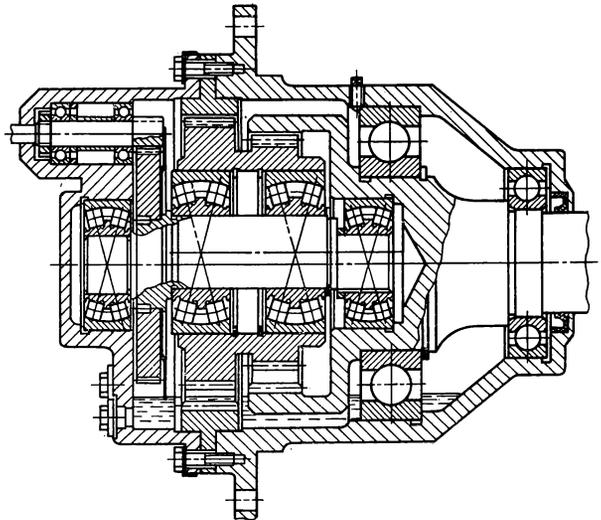
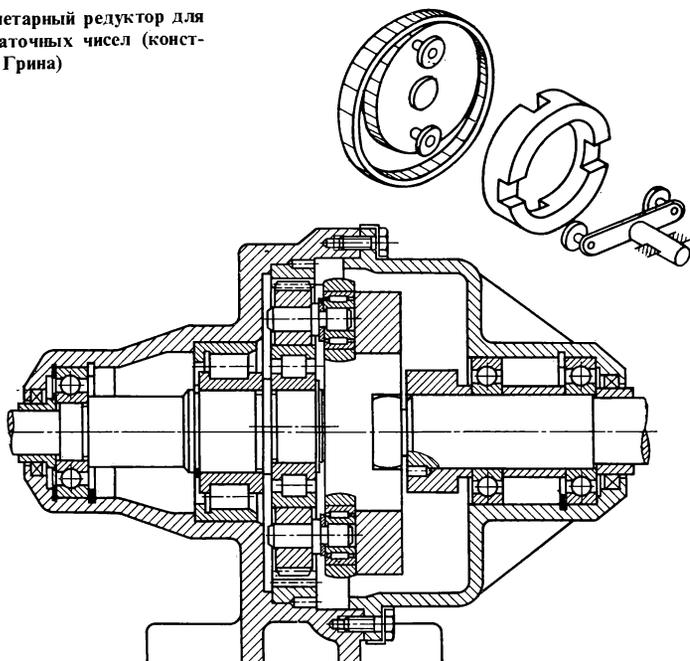


Рис. 5.23. Планетарный редуктор для больших передаточных чисел (конструкция В. Н. Кудрявцева)

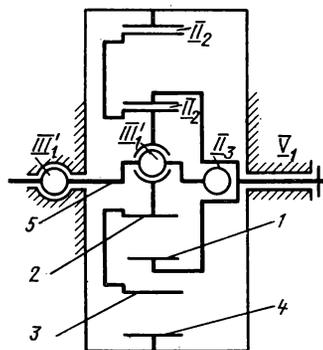
Рис. 5.24. Планетарный редуктор для больших передаточных чисел (конструкция Ю. А. Грина)



и малой разностью чисел зубьев (рис. 5.24) для передачи между сателлитом и ведомым валом Ю. А. Грин применил муфту Ольдгема с поступательными парами на роликах, поставленных на игольчатые подшипники. Поэтому потери в этой передаче невелики. Ролики выполнены с бочкообразным ободом (пара I_2). Если и зубья выполнить бочкообразными, то не будет избыточных связей. Для той же цели применяют механизм с параллельным многопальцевым кривошипом. Такой механизм имеет много избыточных связей и потому не рекомендуется.

5.9. ПЛОСКИЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ С САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИМСЯ САТЕЛЛИТОМ

В плюсовом планетарном механизме с двумя внутренними зацеплениями можно повысить КПД, расположив все четыре колеса в одной плоскости (рис. 5.25). В нем целесообразно сателлит поставить на сферический подшипник III_1 , тогда обеспечится его самоустанавливаемость и линейчатый контакт зубьев в обоих зацеплениях. Такой механизм предложен Вильдгабером.



Самоустанавливаемость здесь вполне возможна, так как на сателлите оба колеса 2 и 3 внешние. Поэтому нормали к работающим профилям зубьев, поворотом вокруг которых происходит самоустановка, не параллельны, а составляют между собой угол $180^\circ - 2\alpha$, что и требуется для самоустановки. По формуле (1.1) найдем $q = w - 6n + 5p_V + 4p_{IV} +$

Рис. 5.25. Плоский планетарный редуктор с самоустанавливающимся сателлитом

+ $3p_{II} + 2p_{II} + p_I$, т. е. $q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 3 = 0$. В механизме зубья имеют линейчатый контакт (пара II_2). В этом его большое преимущество перед другими (плюсовыми) механизмами, у которых контакт зубьев точечный. Поэтому плоский планетарный редуктор даст большую нагрузочную способность и большую долговечность.

5.10. МЕХАНИЗМ СО СВОБОДНЫМ ВОДИЛОМ

В механизме со свободным водилом (рис. 5.26) последнее вращается свободно и никаких моментов не передает. Отсюда и возникает название, наиболее точно передающее сущность этого механизма. Существует и другое название для такого механизма, а именно ЗК, предложенное В. Н. Кудрявцевым.

Водило может быть использовано в тех случаях, когда требуется два соосных ведомых вала, вращающихся с заданными угловыми скоростями, например привод стрелок башенных часов, у которых водило может вращать минутную стрелку, а ведомое колесо — часовую. Числа зубьев можно взять тогда следующие: $z_1 = 12, z_5 = 36, z_3 = 33$ и $z_2 = z_4 = 11$. Здесь взят одновенцовый сателлит, который целесообразно применять во всех случаях передач со свободным водилом во избежание аварий из-за неправильной сборки (попадание не в тот зуб).

При установлении избыточных связей необходимо решить две задачи: обеспечить равномерное распределение нагрузки между сателлитами; устранить избыточные связи в зацеплениях.

Первая задача наиболее просто решена автором путем применения водила совершенно без подшипников и только зафиксированного от продольных перемещений с помощью пары первого класса. Эта схема получила применение в промышленности (рис. 5.27, 5.28). В конструкции, представленной на рис. 5.27, осевая фиксация достигается стальным шариком, упирающимся в плоскость, а в конструкции на рис. 5.28 пара первого класса выполнена очень остроумно — водило соединено с быстроходным валом двумя шарикоподшипниками, но установленными с большим радиальным зазором, который и обеспечивает необходимую подвижность (конструкция В. М. Ястребова). Другой способ решения первой задачи заключается в постановке двух зубчатых венцов (одного недостаточно) на зубча-

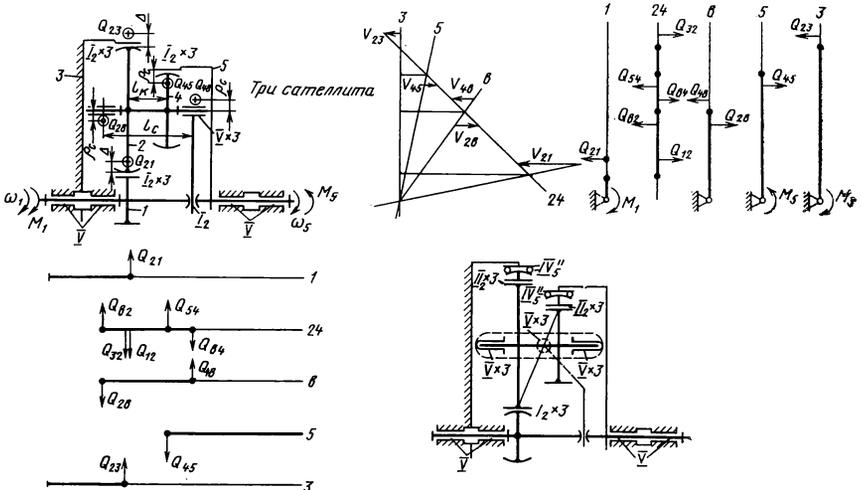


Рис. 5.26. Механизм со свободным водилом

Рис. 5.27. Редуктор по схеме
рис. 5.26. в исполнении Ков-
ровского экскаваторного за-
вода

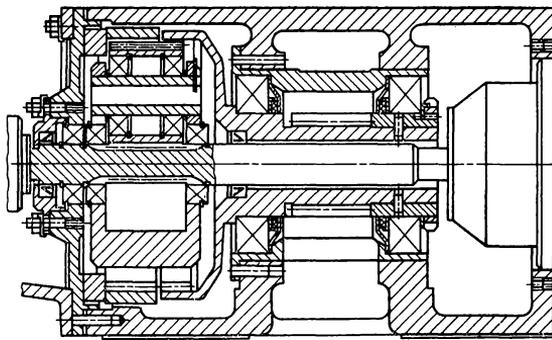
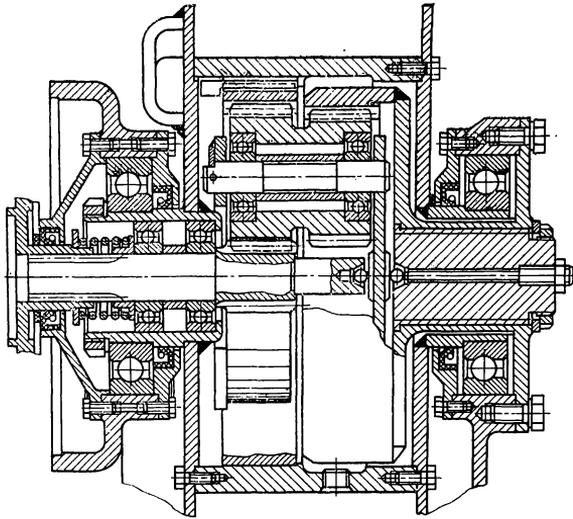


Рис. 5.28. Редуктор по схеме
на рис. 5.26 (конструкция
В. М. Ястребова)

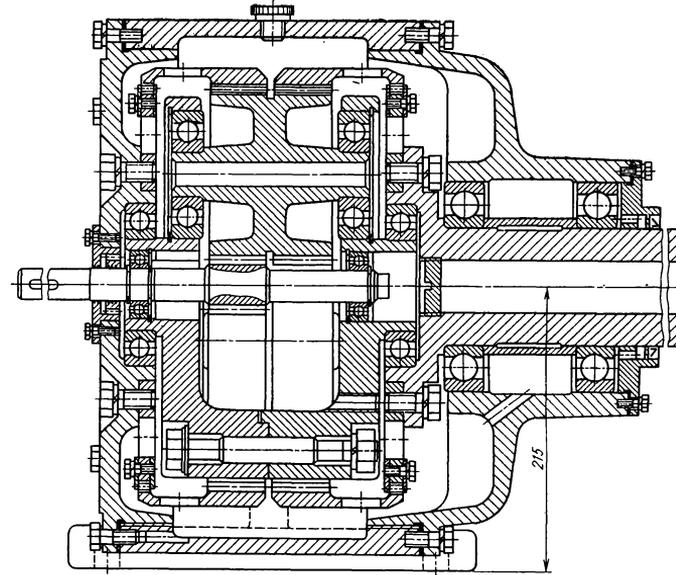


Рис. 5.29. Редуктор со свободным водилом

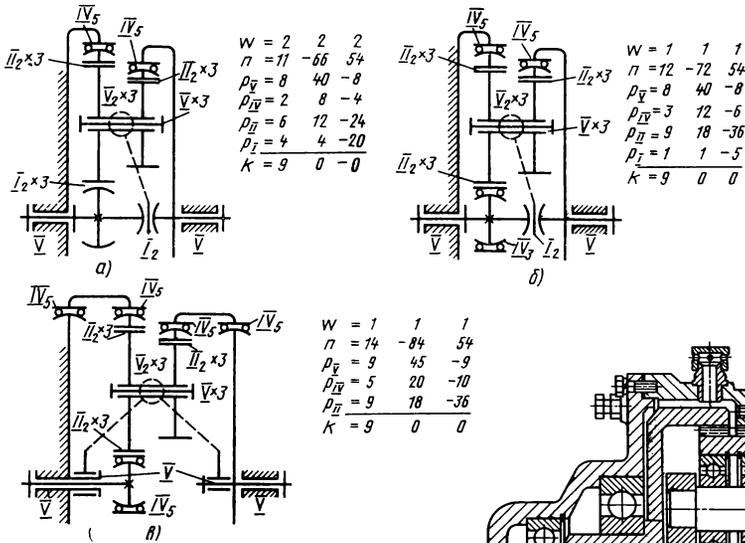


Рис. 5.30. Редуктор со свободным водилом с венцом на зубчатых карданах и с сателлитами на качающихся рамах

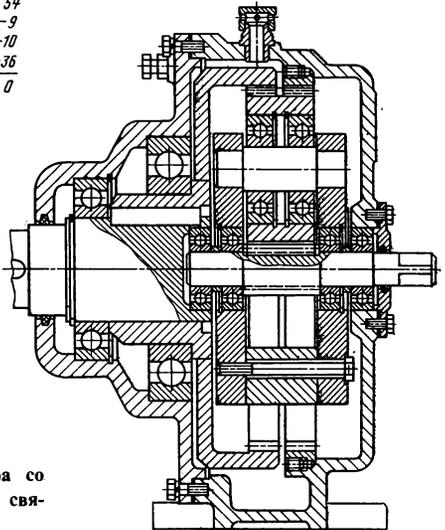


Рис. 5.31. Старая схема редуктора со свободным водилом с избыточными связями

тые карданы. На рис. 5.29 показана такая конструкция. В ней трение в зубчатых карданах искажает распределение нагрузки между сателлитами. Эта конструкция сложнее, чем представленная на рис. 5.28. В ней зубчатых венцов 13 против 9, подшипников 12 против 10.

Вторая задача — устранение избыточных связей в зацеплениях механизмов со свободным водилом — может быть решена полностью применением точечного зацепления — пары I_2 . Для этого зубья сателлитов надо выполнять бочкообразными.

Для механизма на рис. 5.26 найдем по структурной формуле $q = 1 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 5 + 1 = 10 = 0$.

Для механизма на рис. 5.29, считая все зацепления точечными, определим $q = 1 - 6 \cdot 8 + 5 \cdot 6 + 4 \cdot 2 + 1 \cdot 9 = 0$.

Гораздо труднее устранить избыточные связи, если зацепления выполнены с линейчатый контактом — парой II_2 .

Рассмотрим случай, когда линейчатый контакт применен в зацеплениях с венцами, а у солнечного колеса, где усилия гораздо меньше (при том же модуле), контакт точечный. При этом можно уменьшить число избыточных связей применением двух зубчатых карданов IV'_5 на венцах. В конструкции на рис. 5.29 каждый

венец будет установлен на одном кардане. Тогда по формуле (1.1) найдем $q = 1 - 6 \cdot 8 + 5 \cdot 5 + 4 \cdot 2 + 2 \cdot 6 + 1 \cdot 4 = 2$.

Можно устранить полностью избыточные связи, если сателлиты поставить на качающиеся рамы (рис. 5.30, а). При этом добавятся три угловые подвижности, а нужно две. Поэтому одна останется как местная подвижность (безвредная), и тогда $w = 2$. Подсчет избыточных связей дан в таблице на рис. 5.30, а. Можно избежать точечного контакта. Тогда придется солнечное колесо поставить на зубчатый кардан IV_5 (рис. 5.30, б). Можно избежать плавающего водила. Для этого придется венцы поставить на двойные карданы IV_5, IV_5 (рис. 5.30, в).

Для сравнения подсчитаем избыточные связи для старой схемы без плавающих звеньев и с линейчатым контактом зубьев (рис. 5.31) по формуле $q = 1 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 6 + 2 \cdot 9 = 13$. Из них четыре создадут неравномерное распределение нагрузки между сателлитами и девять неравномерное распределение нагрузки по длине зуба в девяти зацеплениях.

5.11. МНОГОКРАТНЫЕ И ЗАМКНУТЫЕ ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Однорядный планетарный механизм можно выполнить статически определимым, если сателлиты с цилиндрическим зубом поставить на сферических опорах, а одно из основных звеньев сделать плавающим, соединив его карданным шарниром с соответствующим валом (первая схема).

Другой путь решения этой задачи заключается в применении бочкообразных зубьев (пары I_2). Колеса с такими зубьями условно будем показывать с закругленным ободом. Сателлиты в этой схеме опираются на вращательные пары V_2 (вторая схема). При внутреннем зацеплении по рекомендации Д. М. Лукичева для упрощения изготовления целесообразно бочкообразные зубья делать на колесе внешнего зацепления, а зуб колеса внутреннего зацепления выполнить цилиндрическим. Ниже рассматриваются именно такие конструкции.

Первая схема выгоднее. Здесь даже при перекосах возможно сохранить линейчатый контакт зубьев и центральное приложение окружного усилия. Однако она применима только для однорядных сателлитов. Если сателлит состоит из двух колес (рис. 5.32), эту схему применить нельзя, так как распорные усилия вызывают расцепление зубьев. Поэтому на рис. 5.32 сателлит сделан по второй схеме, а промежуточное колесо, передающее значительно большие усилия, — по первой. Если направление передаваемого момента не меняется, то момент распорных сил можно уравновесить моментом осевых сил, соответственно выбрав направление и угол спирали зубьев. Такой случай является исключительным, и потому при двухрядном сателлите приходится применять бочкообразные зубья.

Карданный шарнир, несмотря на простое оформление (двойной зубчатый) усложняет конструкцию многократного механизма. Кроме того, трение в нем существенно влияет на распределение нагрузки между сателлитами. Чтобы избежать этого, автором для двукратных и замкнутых планетарных механизмов предложено плавающее передаточное звено между первым и вторым узлом (рис. 5.32 и 5.33), которое одним концом опирается на три колеса одного узла и выравняет их окружные усилия, а другим — на три колеса другого узла и обеспечивает равенство их окружных усилий [33, 35]. Таким образом, одно передаточное плавающее звено выравнивает усилия в двух узлах.

При неравенстве углов между сателлитами за счет неточности изготовления, а также при неконцентричной посадке зубчатых колес плавающего звена последнее перекашивается. Длину плавающего звена (расстояние между плоскостями колес) следует брать возможно большей, чтобы уменьшить эти перекосы. В осевом направле-

Рис. 5.32. Планетарный механизм по замкнутой схеме

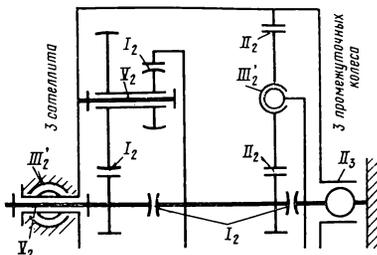
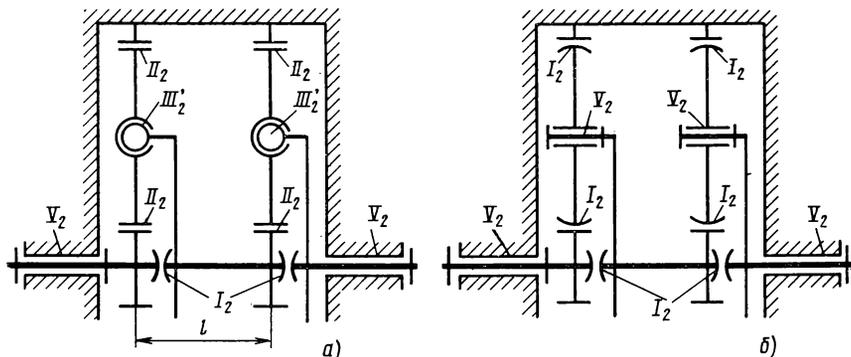


Рис. 5.33. Планетарный механизм, состоящий из двух однорядных механизмов: а — с цилиндрическим зубом; б — с бочкообразным зубом



нии плавающее передаточное звено необходимо фиксировать упорами, рассматриваемыми в структурной формуле как пара I_2 . Упоры эти могут быть очень простыми, так как в данном механизме осевые усилия отсутствуют.

Механизм, показанный на рис. 5.33, а, начал применяться в промышленности. Исполненные конструкции показаны на рис. 5.34, а, б и 5.35. В конструкции на рис. 5.35 сателлиты поставлены на двух подшипниках, поэтому остается неравномерное распределение нагрузки по длине зуба. На рис. 5.34, б дана конструкция, которую интересно сравнить со старой, где применялись два сдвоенных зубчатых кардана, а в тихоходной ступени — четыре сателлита. При новой схеме число зубчатых венцов сократилось с 19 до 10, а число подшипников качения с 17 до 10. Главное преимущество этой схемы в том, что нагрузка здесь равномерно распределяется по длине зуба и между сателлитами вследствие исключения трения в зубчатых карданах. Конструкцию по схеме рис. 5.34, б в США применила фирма Лектра Хаул для самосвала на 180 тс. Это самый мощный редуктор. К сожалению, на сферические опоры поставлены сателлиты только первой ступени.

Киевский ВНИИредуктор применил сателлиты на сферических опорах для второй ступени мотор-редуктора МПа2-80 [53]. В первой ступени остались несамостоятельные сателлиты, так как их работа и так удовлетворительна.

ВНИИземмаш (З. Е. Гарбузов) изготовил тягач с диаметром колес 2 м с полностью самоустанавливающимися зубчатыми колесами, который успешно проходит испытания.

В четырехкратном редукторе как замкнутом, так и простом многократном (рис. 5.36, а) требуются два плавающих передаточных звена — между первым и вторым и между третьим и четвертым узлами. Звено между вторым и третьим узлом должно быть оперто на подшипники, так как усилия в этих узлах уже выровнены плавающими звеньями. Можно эти подшипники сделать неподвижными, но гораздо

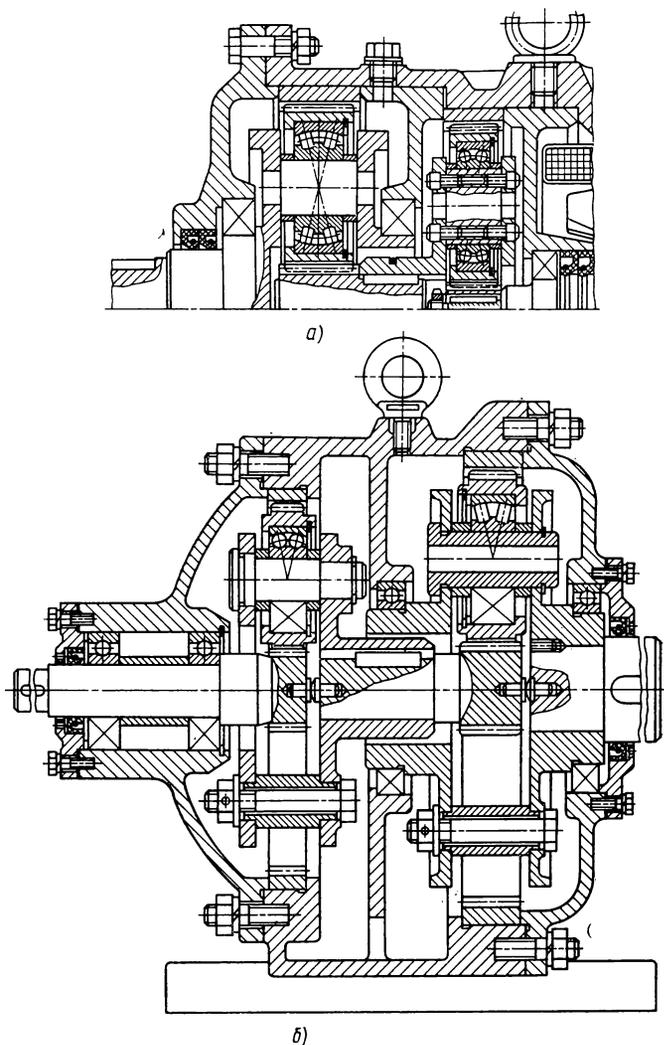


Рис. 5.34. Конструкции редуктора по схеме рис. 5.33, *a*:

a — выполненная в Одесском политехническом институте; *б* — выполненная Н. Л. Решетовым

лучше опереть это звено на плавающие звенья при помощи шаровых пар III_2' . Получается очень дешевая конструкция, в которой ни одно из промежуточных звеньев не имеет неподвижных подшипников, и, следовательно, сильно упрощена расточка корпуса редуктора. Правда, в четырехкратном механизме выгоднее быстроходные ступени делать рядовыми передачами. Приведенная схема целесообразна только в исключительных случаях. Здесь она дана для объяснения метода выбора плавающих звеньев.

Трехкратный механизм требует теоретически полутора плавающих передаточных звеньев. Можно применить два плавающих звена, но лишние подвижности

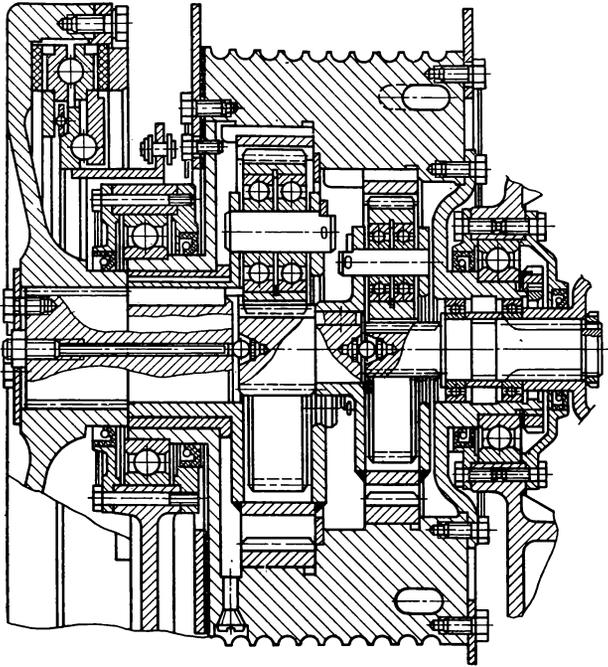


Рис. 5.35. Конструкция редуктора по схеме рис. 5.33, б, выполненная на Ковровском экскаваторном заводе

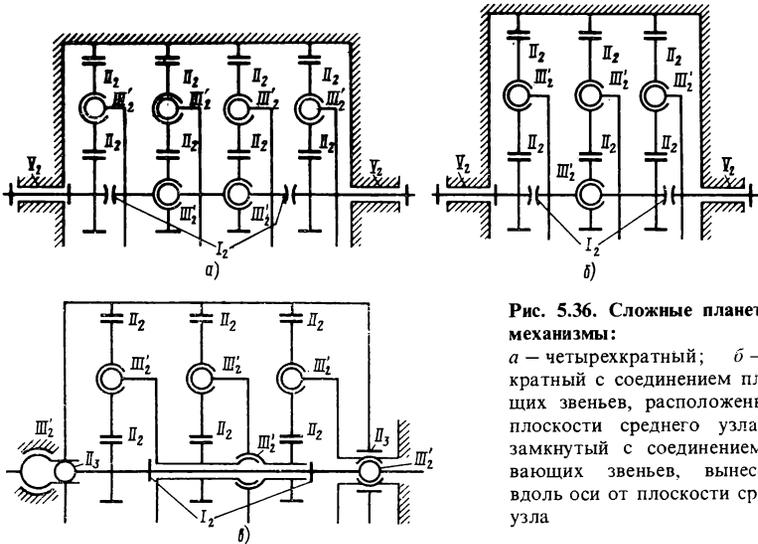


Рис. 5.36. Сложные планетарные механизмы:
 а — четырехкратный; б — трехкратный с соединением плавающих звеньев, расположенным в плоскости среднего узла; в — замкнутый с соединением плавающих звеньев, вынесенным вдоль оси от плоскости среднего узла

устранить, соединив эти звенья шаровой кинематической парой (рис. 5.36, б). Аналогичная схема для замкнутого планетарного механизма показана на рис. 5.36, в.

Соединения плавающих звеньев можно располагать в средней плоскости зубчатых колес (см. рис. 5.36, б) или выносить их в сторону в осевом направлении (см. рис. 5.36, в). Первая схема дает меньшие углы перекося при тех же допусках. Однако конструктивно осуществить ее труднее, а при малом диаметре солнечного колеса она может оказаться неосуществимой.

Правильность предложенных схем (см. рис. 5.32 и 5.36) можно проверить подсчетом числа избыточных связей по формуле (1.1). На всех схемах применены самоустанавливающиеся сателлиты на сферических парах III'_2 с цилиндрическим зубом, дающие линейчатый контакт (пара II_2). Можно применить и сателлиты на вращательных парах V_2 с бочкообразным зубом, дающие точечный контакт (пара I_2), так как в обоих случаях число накладываемых условий связи одинаково. Для примера оба варианта схемы даны на рис. 5.33, а и б. Однако эти варианты неравновесны. Вариант с бочкообразным зубом дает большие давления, а следовательно, и меньшую нагрузочную способность. Поэтому применять его следует только тогда, когда внутри сателлита не размещается сферический подшипник достаточной работоспособности. Но и в этих случаях желательно применять цилиндрический зуб. Для устранения избыточных связей здесь потребуется ставить сателлиты на качающиеся рамы, а центральные колеса и венцы — на двойные зубчатые карданы. Это, конечно, сильно усложнит конструкцию, да и трение в зубчатых карданах уменьшит равномерность нагрузки сателлитов.

Промежutoчную конструкцию предложил А. Е. Шустер (рис. 5.37) [15]. Он применил цилиндрический зуб на центральных колесах и сателлитах и бочкообразный — на венцах, где влияние бочкообразности зуба не так ощутимо вследствие внутреннего зацепления и работы выпуклого зуба по вогнутому. В этой схеме две избыточные связи. Недостаток ее заключается в трудности изготовления бочкообразного зуба на венцах. В ней особенно важно добиваться малых значений l_{01} и l_{02} , так как иначе трение устранил всю выгоду от двойного кардана на промежуточном валу.

Во всех рассматриваемых в этом разделе схемах применены три сателлита в каждом ряду. Если потребуется применить больше сателлитов, то для этих механизмов пригодны только схемы уравнильных механизмов с плавающим водилом.

Для очень больших моментов можно применить раздвоенную тихоходную ступень, используя быстроходную в качестве уравнильного механизма (рис. 5.38). В каждом ряду здесь по три сателлита.

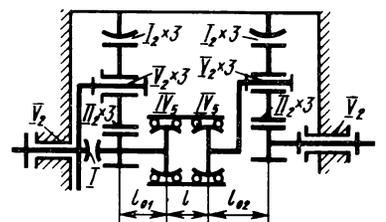


Рис. 5.37. Редуктор с цилиндрическим зубом солнечных колес и сателлитов и бочкообразным на венцах

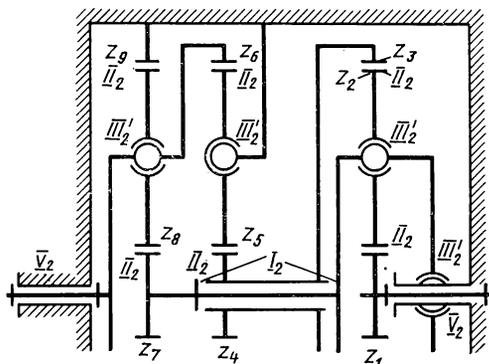


Рис. 5.38. Редуктор с раздвоенной второй ступенью для очень больших моментов

Выравнивание окружных усилий сателлитов z_2 и промежуточных колес z_5 достигается при помощи плавающего звена из колес z_3z_4 .

Выравнивание окружных усилий сателлитов z_8 обеспечивает плавающее колесо z_7 . Избыточные связи этого механизма найдем по формуле $q = 1 - 6 \cdot 13 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 10 + 2 \cdot 18 + 1 = 0$.

Передаточное число (приводим без вывода)

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_6} = 1 + \frac{z_3}{z_1} + \frac{z_9}{z_7} + \frac{z_3z_6}{z_1z_4} + \frac{z_3z_9}{z_1z_7}$$

5.12. РЕДУКТОРЫ ЭЛЕКТРОМОТОР-КОЛЕС

Для больших мощностей наиболее выгодны редукторы, составленные из однорядных механизмов, позволяющих избежать избыточных связей при линейчатом контакте зубьев. Такой контакт дает большую несущую способность и долговечность, чем точечный (бочкообразный зуб), поэтому редукторы других схем рассматривать не будем. Если не использовать самоустанавливаемость, в таких механизмах будет по 16 избыточных связей.

Известны две конструкции, составленные из однорядных механизмов (рис. 5.39 и 5.40) [7, 27]. Кинематическая схема обеих конструкций одинакова. Первая ступень — планетарная. Солнечное колесо — ведущее. Ведомые звенья: водило, соединенное с солнечным колесом второй ступени, и венец, соединенный с колесом автомашины. Вторая ступень — рядовая с тремя промежуточными колесами. В обеих схемах солнечные колеса обеих ступеней — плавающие. Поэтому обеспечено равномерное распределение нагрузки между сателлитами и между паразитными колесами.

Для проверки механизма на избыточные связи будем пользоваться известными формулами А. П. Малышева и О. Г. Озола. Подробнее расчеты по этим формулам в таблицах на схемах механизмов (см. рис. 5.39).

Избыточных связей на рис. 5.39 шесть, а на рис. 5.40 восемь. Возникают они вследствие установки сателлитов и промежуточных колес на двух подшипниках каждое. Поэтому они не самоустанавливающиеся и нет в них равномерного распределения нагрузки по длине зуба. Несколько уменьшают неравномерность зуб-

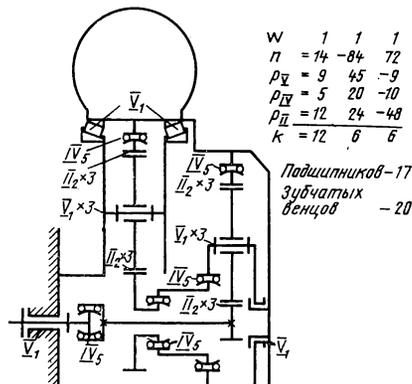


Рис. 5.39. Редуктор электромотор-колеса ВНИИстройдормаша

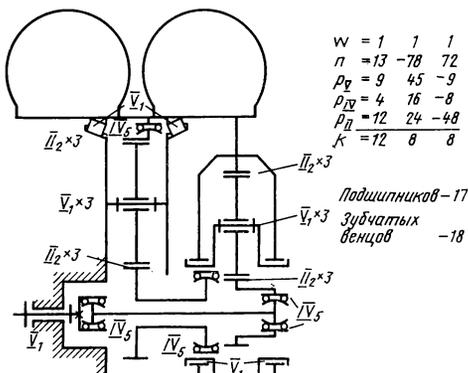


Рис. 5.40. Редуктор электромотор-колеса Белорусского автозавода

чатые карданы, каждый из которых дает две угловые подвижности. Однако каждое центральное колесо имеет три зацепления, а для самоустановки нужны три угловые подвижности, кардан же дает только две. Поэтому у звена на зубчатом кардане остается одна избыточная связь на три зацепления. Так получается на рис. 5.39 у обоих венцов и у солнечного колеса второй ступени; на рис. 5.40 — у солнечного колеса первой ступени и венца второй.

Наиболее тяжелые условия получаются для тех звеньев, где нет зубчатых карданов и будет по одной избыточной связи на зацепление. На рис. 5.39 это будет солнечное колесо первой ступени, на рис. 5.40 — венец первой ступени и солнечное колесо второй. Последние особенно нежелательны.

Угловые подвижности дают только зубчатые карданы, ближайшие к центральному зубчатому колесу, а другие только обеспечивают его линейную самоустановку (плавание) и равномерное распределение нагрузки между сателлитами. Поэтому на схеме (см. рис. 5.40) желательно поставить второй зубчатый кардан на соединительном звене (аналогично схеме на рис. 5.39).

Зубчатый кардан перед солнечным колесом первой ступени вынесен вдоль оси (рис. 5.40). Поэтому трение в карданах вызывает неравномерное распределение нагрузки по длине зуба. Поэтому желательно этот кардан расположить в средней плоскости колес первой ступени, а венец первой ступени опереть на зубчатый кардан (как в схеме на рис. 5.39). Если все это выполнить, число избыточных связей уменьшится до 4 на 12 зацеплений. Для полного устранения избыточных связей следует сателлиты и промежуточные колеса поставить на сферические опоры (рис. 5.41). Конструкция при этом значительно упрощается, так как число подшипников качения уменьшается с 17 до 11.

Становится ненужным большинство зубчатых карданов. Поэтому число зубчатых венцов сокращается с 20 (см. рис. 5.39) или с 18 (см. рис. 5.40) до 12 (см. рис. 5.41). Однако главное значение этой схемы не в упрощении, а в увеличении долговечности и нагрузочной способности, а также (как показали стендовые испытания) в бесшумности.

При конструировании мотор-колеса (см. рис. 5.41) могут встретиться затруднения с размещением роликоподшипников внутри промежуточных колес.

Можно применить разрезные колеса (см. сноску на с. 251), каждая половинка которых опирается на свой роликоподшипник с надлежащим уравнивающим механизмом. Разрезные колеса можно выполнить в нескольких вариантах.

1. Разработан проект мотор-колеса для самосвала грузоподъемностью 180 т (рис. 5.42). В этом редукторе плавают два солнечных колеса второй ступени, поэтому

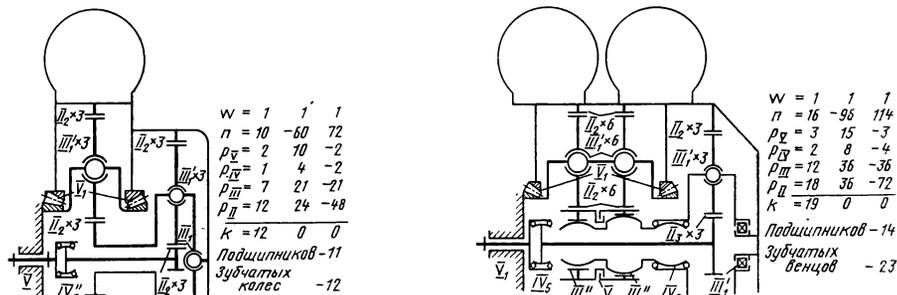


Рис. 5.41. Редуктор из одноступенчатых механизмов без избыточных связей

Рис. 5.42. Редуктор с раздвоенной второй ступенью и уравнивающим механизмом на зубчатых карданах

подвижностей пары III_1' недостаточно и пришлось ввести зубчатый кардан IV_5 .

В качестве уравнительного механизма применены два зубчатых кардана III_5' с косыми зубьями, осевые усилия которых, действующие на солнечные колеса, равны и направлены в противоположные стороны. На этом основано уравнивание передаваемых моментов.

Осевые усилия между солнечными колесами и на переднем ходу передаются посредством прижатия друг к другу, а на заднем — через пару V_2 , которую для сборки надо делать в виде пушечного затвора.

Конечно, механизм с разрезными колесами получился сложнее — в нем 14 подшипников (и все же на 3 меньше, чем в схемах на рис. 5.39 и 5.40) и 23 зубчатых венца.

2. Мотор-колесо (рис. 5.42) можно упростить. Для этого можно устранить зубчатый кардан IV_5 , но увеличить подвижность опоры водила, выполнив его в виде пары I_1 (вместо пары III_1') (рис. 5.43). Для этого надо применить сферический подшипник с наружным кольцом, подвижным в обоих радиальных направлениях (за счет радиального зазора). Число подшипников останется 14, но число венцов уменьшится на 2, и их будет 21.

3. Зубчатые карданы усложняют мотор-колесо. Трение в них нарушает равномерное распределение нагрузки между сателлитами и паразитными колесами. Поэтому желательно избавиться от зубчатых карданов, применяя иные устройства для выравнивания моментов. Для этого надо оси промежуточных колес второй ступени соединить со стойкой вращательными парами V_2 , направленными радиально¹ (рис. 5.44). В этом редукторе 14 подшипников качения и 17 зубчатых венцов.

Для экономии места в осевом направлении можно вместо радиального шарнира снабдить ось паразитных колес заостренными концами (рис. 5.45) и достигнуть равномерного распределения моментов между половинками паразитного колеса путем выравнивания осевых усилий.

Ястребов В. М., Плеханов Ф. И. Планетарная передача. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1976, № 28, авторское свидетельство № 523216.

Звягинцев А. И., Ким С. Н., Малышев Г. Д. и др. Планетарная передача. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1976, № 28, авторское свидетельство № 523217.

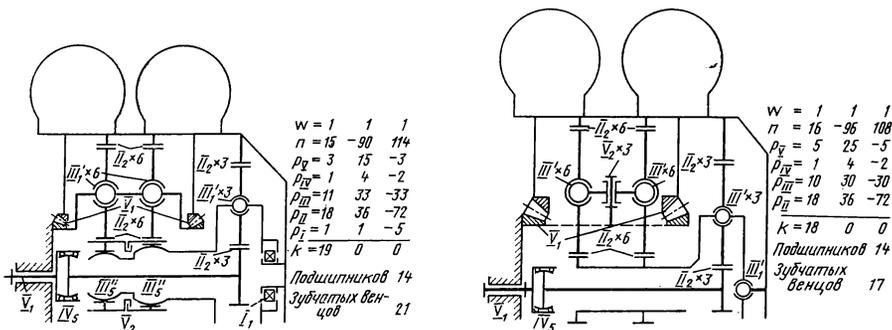


Рис. 5.43. Редуктор с добавочными подвижностями промежуточного звена, устраняющими один зубчатый кардан

Рис. 5.44. Редуктор с осями промежуточных колес, служащими уравнительным механизмом, предложенный А. И. Звягинцевым и др.

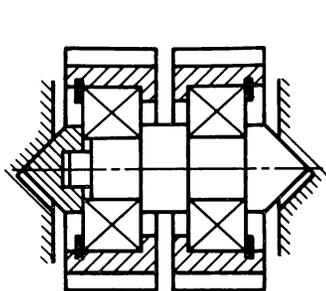


Рис. 5.45. Самоустанавливающееся зубчатое колесо с клиновым уравнительным механизмом

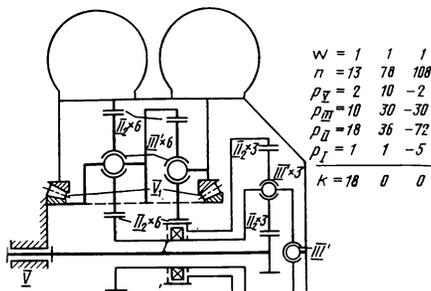


Рис. 5.46. Редуктор с разными схемами в двух рядах второй ступени

Конструкции на рис. 5.44 и 5.45 можно применить также и для оси сателлита, если в нем не умещается один сферический подшипник достаточной нагрузочной способности.

4. Можно венец первой ступени соединить не с колесом автомобиля, а с одним из солнечных колес второй ступени. Так как водило и венец первой ступени вращаются в разных направлениях, то половинки второй ступени придется сделать различными: одну оставить рядовой с паразитными колесами, другую — планетарной (рис. 5.46).

Чтобы сделать одинаковыми окружные усилия и нагрузки на подшипники второй ступени, можно солнечные колеса в этой ступени сделать различного диаметра. Чтобы зафиксировать венец первой ступени в осевом направлении, его необходимо соединить с водилом парой I_1 . Ее можно выполнить из сферического подшипника с радиальным разбегом наружного кольца. Механизм этот проще предыдущего: у него 15 подшипников и 15 зубчатых венцов. При тех же числах зубьев у него передаточное число больше приблизительно в 2 раза; оно выражается следующей формулой:

$$\frac{\omega_1}{\omega_9} = - \frac{z_3}{z_1} - \frac{z_9}{z_7} - \frac{z_3 z_6}{z_1 z_4} - \frac{z_3 z_9}{z_1 z_7}$$

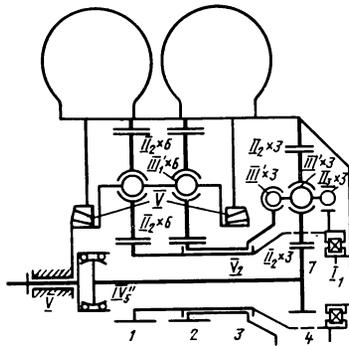
Единственным недостатком его является некоторая трудность конструирования второй ступени.

5. Водило первой ступени выполняется разрезным¹ (рис. 5.47). Оно состоит из двух дисков, т. е. диска 3, соединенного с солнечным колесом 2, и диска 4, соединенного с солнечным колесом 1 второй ступени. Между собой диски центрируются вращательной парой скольжения V_2 . Это вполне допустимо, так как относительное движение их ничтожно. Оси сателлитов первой ступени соединяются с дисками с помощью сферических подшипников. Один из них выполняется без осевой подвижности III' , а другой — с осевой подвижностью II_3 . Его можно сделать и без осевой подвижности, но тогда диски придется центрировать не вращательной парой V_2 , а кольцевой II_3 . Поэтому оси сателлитов служат рычагами, выравняющими моменты, действующие на солнечные колеса второй ступени. Некоторый перекос осей сателлитов не повлияет на работу подшипников, так как сателлиты поставлены на сферические подшипники. Перекос осей не повлияет на работу подшипников, если, используя предложение В. Н. Ермака, поставить сферические подшипники

¹ Решетов Л. Н. Двухступенчатый планетарный редуктор. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1976, № 40, авторское свидетельство № 533779.

Рис. 5.47. Редуктор с осями сателлитов первой ступени, работающих в качестве уравнильных рычагов

качения между осью и дисками, а между осью и сателлитом подшипник скольжения. Такая конструкция одновременно решает проблему размещения подшипников качения большой работоспособности для самоустанавливающегося сателлита (см. рис. 4.25).



$W = 4$	4	
$n = 17$	-102	
$\rho_{IV} = 3$	15	3
$\rho_{II} = 1$	4	2
$\rho_{III} = 12$	36	36
$\rho_{II} = 21$	42	84
$\rho_I = 1$	1	5
$k = 21$	$q = 0$	$f = 130$
$q = 4 + 6 \cdot 21 - 130 = 0$		
Подшипников-17		
Зубчатых венцов-17		

Другой способ избежать влияния перекаса оси на работу подшипника — это поставить сателлит на подшипник с вогнутыми роликами. В таких подшипниках внутреннее кольцо имеет сферическую рабочую поверхность. Поэтому перекас этого кольца (оси) не влияет на работу подшипника. Такие подшипники изготавлиются в США фирмами Линк Белт и Бентам (см. рис. 4.23).

Для равномерного распределения нагрузки между паразитными колесами оба солнечных колеса 1 и 2 второй ступени выполняются плавающими. Для устранения вредной осевой подвижности один из дисков соединяется с корпусом редуктора с помощью сферического подшипника I_1 , имеющего большой радиальный зазор (пара I_1) между наружным кольцом и диском б водила. Для равномерного распределения нагрузки между сателлитами солнечное колесо первой ступени выполнено плавающим: оно соединено с валом электродвигателя зубчатым карданом IV''_5 с ограничительными кольцами.

6. Редуктор получается еще проще, если в первой ступени применить два сателлита, каждый со своим водилом (рис. 5.48). Оба эти водила надо соединить вращательной парой V_2 . Конструктивно это легко сделать, выполнив ее из двух подшипников, которые надо расположить по обеим сторонам плоскости колес первой ступени.

В первой ступени здесь два сателлита вместо обычных трех, поэтому у плавающего солнечного колеса остается одна местная подвижность. Но она не страшна, потому что трение из зубья хорошо демпфирует и устраняет возможность возникновения всяких колебаний. Поэтому подвижность механизма $w = 2$.

Для передачи момента двух сателлитов вполне достаточно. Один сателлит первой ступени передает поток мощности на три паразитных колеса второй ступени.

Если считать передаточное отношение первой ступени равным 6 (что близко к действительности), то одного сателлита первой ступени хватило бы на шесть паразитных колес (при одинаковых размерах).

В этом редукторе, несмотря на раздвоенную вторую ступень, 13 подшипников и 16 зубчатых венцов.

7. В мотор-колесах встречается схема с расположением оси двигателя перпендикулярно оси колеса. Коническая передача здесь неизбежна. Чтобы уменьшить нагрузки на зубья, целесообразно применить два малых зубчатых колеса, зацепляющихся с одним большим коническим колесом и вращающихся в противоположных направлениях (рис. 5.49). Конические колеса целесообразно делать с круговым зубом и с точечным контактом (пара I_2), как это обычно и бывает при изготовлении их на станках Глиссон или Эрликон.

Для привода конических зубчатых колес на рис. 5.49 применен однорядный планетарный механизм, водило которого соединено с одним зубчатым колесом,

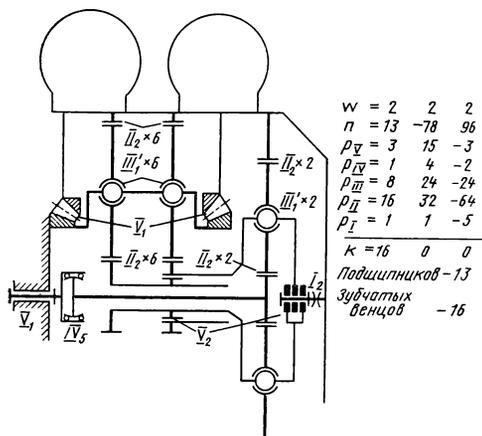
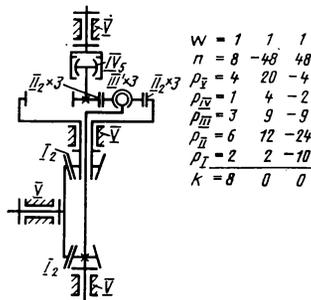


Рис. 5.48. Редуктор с двумя водилами в первой ступени (по одному сателлиту в каждом)

Рис. 5.49. Редуктор электромотор-колеса с коническими колесами



а венц — с другим. По сравнению с обычной схемой — с неподвижным опорным колесом — передаточное число здесь удваивается, что является существенным преимуществом, так как позволяет упростить редуктор.

Для устранения избыточных связей при трех сателлитах надо ставить их на сферические опоры, а солнечное колесо сделать плавающим на одном зубчатом кардане.

5.13. ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

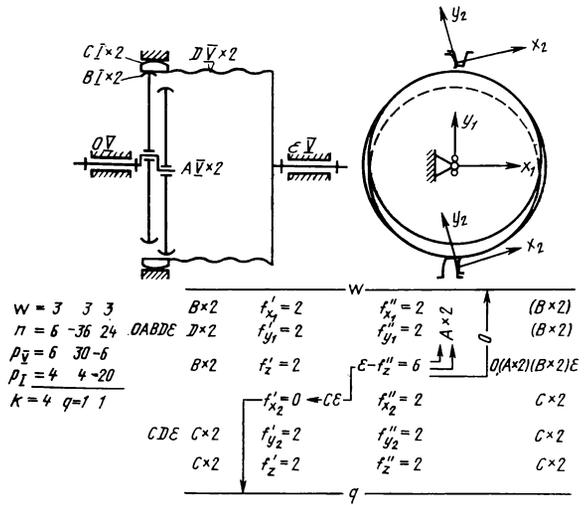
Работа волновой передачи (рис. 5.50) основана на деформации ведомого зубчатого колеса, которое выполняется в виде гибкой оболочки колоколообразной формы. Деформация вызывается роликами (двумя или тремя), вращающимися на водиле, которое и служит ведущим звеном — генератором волн. Числа зубьев ведомого колеса и опорного не равны, и вследствие этого происходит поворот ведомого звена.

В волновых передачах одновременно работает очень много зубьев, т. е. коэффициент перекрытия очень велик. Это и является причиной большой их нагрузочной способности. Избыточные связи, вызываемые коэффициентом перекрытия, безвредны, так как они действуют в пределах кинематической пары, а не механизма. Поэтому не будем их определять, а будем считать $\varepsilon = 1$.

Деформация гибкой оболочки может происходить в двух местах: в цилиндрической части и в дне колокола. Оболочка должна передавать крутящий момент, а также моменты, изгибающие зубья, поэтому она не может быть очень тонкой. От нажатия ролика она только прогибается, а не может облетать зубья. Поэтому в зацеплении возможен только точечный контакт — пара I_2 . Также точечным будет контакт между роликом и оболочкой — пара I_2 . Контактное напряжение невелико, так как контакт происходит между вогнутой и выпуклой поверхностями.

Прогиб цилиндрической части оболочки против каждого ролика даст одну подвижность. Поэтому соответствующий участок оболочки будем считать парой пятого класса и условно обозначать волнистой линией. При подсчете числа звеньев участок гибкого зубчатого венца, расположенный против каждого ролика, придется считать как отдельное звено. Дно колокола выполняется или жестким, или гибким. При жестком дне соответствующая подвижность отсутствует, а для равномерного распределения нагрузки между зубьями приходится делать плавающее водило. При гибком дне его следует рассматривать как листовую пару III''_4 , и тогда не тре-

Рис. 5.50. Волновая передача с одной избыточной связью



буется делать водило плавающим. Не требуется делать водило плавающим, если оболочку выполнить трубчатой и соединить с дном шлицевой парой IV_5 .

Рассмотрим волновую передачу с жестким дном, двумя роликами без плавающего звена (см. рис. 5.50).

Подвижность здесь состоит из основной и проскальзывания двух роликов, т. е. $w = 3$.

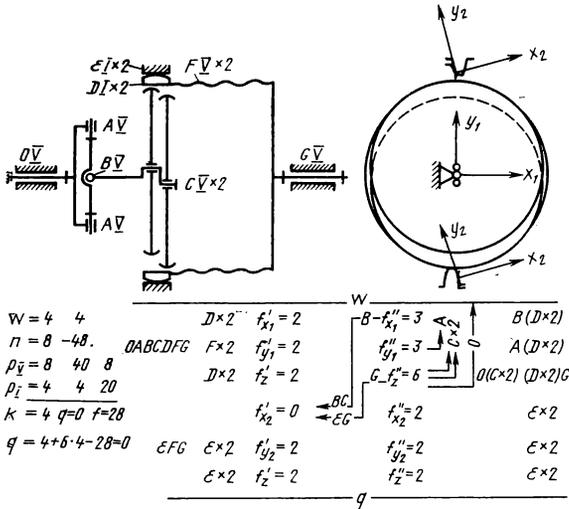
Подсчет по формуле (1.1) или (1.2) (слева внизу на рис. 5.50) дает $q = 1$, т. е. не будет одинаковой нагрузки зубьев, прижимаемых разными роликами. Убедимся в этом путем рассмотрения подвижностей в контурах. Оси координат как в этой передаче, так и в дальнейшем при рассмотрении двухроликовых волновых передач возьмем следующие: ось z — по оси вращения; y_1 — по нормали к роликам; x_1 — по касательной к роликам; y_2 — по касательной к зубьям; x_2 — по нормальям к зубьям.

Рассчитаем количество контуров по формуле (1.3): $k = p - n = 10 - 6 = 4$. Первый контур возьмем со звеньями: стойка, водило, первый ролик, участок зубчатого венца, ведомый вал — стойка и с кинематическими парами $OABDE$. Второй контур — аналогично через второй ролик. Для упрощения подвижности этих контуров рассматриваем вместе (справа внизу на рис. 5.50). Здесь подвижности $f'_y = 2$ получились в результате прогибов цилиндрической части оболочки (пары V). Третий контур возьмем со звеньями: стойка, зуб, прижимаемый первым роликом ведомый вал, стойка и с кинематическими парами CDE . Четвертый контур — аналогично через зуб, прижимаемый вторым роликом.

Подвижности третьего и четвертого контуров рассматриваем вместе. Одна линейная подвижность по оси x_2 заменяется угловой вокруг оси z , так как есть звено CE по оси y_2 . Другой аналогичной подвижности нет, и получается избыточная связь. Подвижности f''_z идут на подвижность механизма и проскальзывание роликов. Избыточную связь следует устранить плавающим звеном. Поэтому рассмотрим аналогичный механизм, но с плавающим водилом, соединенным с ведущим валом шарнирным карданом (рис. 5.51).

Оси координат и контуры возьмем такие же, как на рис. 5.50. Одна недостающая подвижность f'_{x_2} заменяется подвижностью f''_z , как на рис. 5.50, потому что

Рис. 5.51. Волновая передача с карданом, имеющая вредную подвижность



есть звено EG, направленное по оси y_1 . Другая подвижность f'_{x2} заменяется подвижностью f''_{x1} , которая вследствие поворота карданного вала длиной BC вызовет перемещение венца по оси y_1 , что, в свою очередь, из-за угла зацепления (клиновидности зубьев) приведет к относительно перемещению по оси x_2 . Поэтому избыточные связи отсутствуют. Угловые подвижности f'_z те же, что на рис. 5.50.

Появилась одна новая угловая подвижность f''_{y1} в паре A. Она допускает поворот карданного вала BC вокруг вертикального шарнира кардана, смещение роликов в тангенциальном направлении (по оси x_1) и заклинивание. Поэтому эта подвижность является вредной. Можно ее избежать, если применить передачу с тремя роликами. Правда, тогда уменьшится передаточное число, что обычно нежелательно. Подвижность можно избежать и другим путем — при двух роликах устранить у кардана шарнир, расположенный в плоскости осей роликов (рис. 5.52). В такой конструкции все благополучно и с подвижностями, и с избыточными связями, и ее следует рекомендовать для практического применения.

Волновая передача с гибким дном и двумя роликами показана на рис. 5.53. Рассмотрение подвижностей в контурах показывает, что у нее нет избыточных связей, а есть пять подвижностей. При подсчете их по структурным формулам следует рассматривать как отдельное звено — кольцо, соединяющее цилиндрическую часть оболочки с плоской. Кроме трех подвижностей, имеющих во всех предыдущих схемах волновых передач, в передаче с гибким дном имеются еще две: f'_z — происходит вследствие прогиба дна оболочки в паре E. Вследствие ее жесткости прогиб невелик и потому совершенно безвреден; f''_{x1} (тоже в паре E) представляет угловую подвижность кольца, соединяющего плоскую и цилиндрическую части оболочки. Из-за жесткости оболочки угловая деформация незначительна и потому совершенно безвредна. Вследствие простоты эта схема наиболее выгодная. Аналогичная схема получится, если применить цилиндрическую оболочку и соединить ее парой IV₅ с жестким дном. При этом исчезнет линейная подвижность по оси z. Такую схему тоже следует рекомендовать для практического применения.

При двух роликах расположить их в одной плоскости с зубчатым венцом невозможно. Поэтому оболочка нагружается нежелательными изгибающими моментами, избежать которых можно с помощью трехроликового генератора волн (рис. 5.54). В нем два ролика, расположенных на одной оси, можно рассматривать

Рис. 5.52. Волновая передача с одним поперечным шарниром (рекомендуемая)

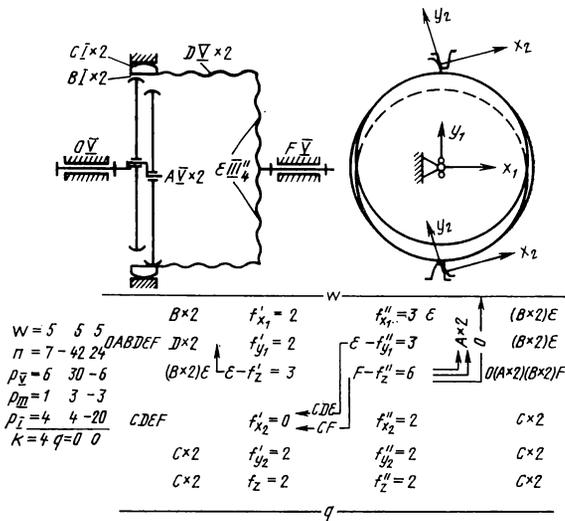
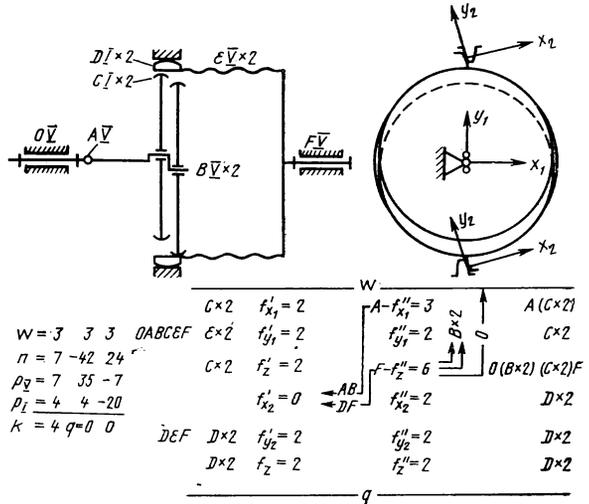


Рис. 5.53. Волновая передача с гибким дном (рекомендуемая)

как один ролик, разрезанный пополам. В этой схеме, если не делать плавающих звеньев, будут две избыточные связи $q = 2$. Вторая избыточная связь будет давать неравномерное распределение нагрузки между половинками разрезанного ролика. Устранить ее можно вторым шарниром BV с осью, параллельной первому AV . Здесь пять контуров. Рассматриваем одновременно три контура $OABCEFG$ и два контура EFG .
 γ - Можно избежать нежелательного изгиба оболочки другим путем — применить кулачковый генератор волн (рис. 5.55). Он представляет собой овальный кулачок с желобком. Между желобком и оболочкой заложен ряд шариков (на рис. 5.55 показано только два шарика). Вместо шариков применяют и ролики, но это приводит к избыточным связям и потому нежелательно. Рассмотрим механизм только с двумя шариками, так как избыточные связи из-за числа шариков, большего

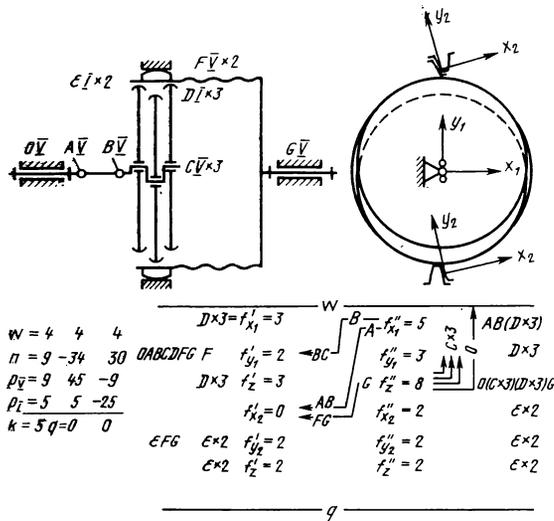
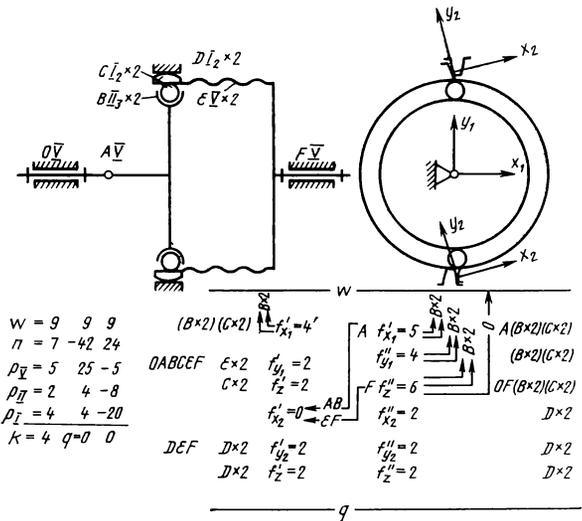


Рис. 5.54. Трехроликовая передача, в которой устранен нежелательный изгиб оболочки

Рис. 5.55. Передача с кулачковым генератором волн с одним поперечным шарниром (рекомендуемая)



двух, не вредны, и потому определять их мы не будем. Каждый шарик вследствие проскальзывания имеет четыре местные подвижности: скольжение вдоль желобка и вращение вокруг осей, поэтому $w = 9$. При кулачковом генераторе волн без плавающих звеньев число избыточных связей $q = 1$. Эта связь вызывает неравномерное распределение нагрузки между зубьями (так же, как и при роликовом генераторе волн). Устранить ее можно тремя путями:

- 1) применить плавающий кулачок, соединенный с валом шарниром AV , перпендикулярным к оси вращения (см. рис. 5.55);
- 2) применить оболочку с гибким дном;

3) соединить цилиндрическую часть оболочки с дном с помощью зубчатого кардана IV_5 .

Существуют и другие схемы волновых передач, например схема с внешним генератором волн¹. Внутри оболочки есть свободное место, которое может быть использовано для размещения других звеньев. Известны герметические передачи, передачи для больших передаточных отношений и др. Устранение в них избыточных связей аналогично изложенному выше и поэтому здесь не рассматривается.

5.14. ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Момент трения в зубчатом кардане не зависит ни от его радиуса, ни от длины зубьев, ни от угла между осями δ .

Геометрический момент пропорционален квадрату длины зуба b , углу между осями δ и обратно пропорционален радиусу муфты R и стрелке точки Δ .

Приближенно можно считать полный момент в зубчатом кардане равным одной десятой передаваемого момента.

Приведенная сила трения соединительного механизма пропорциональна отношению радиуса плавающего звена (колеса) к длине кардана.

Следует остерегаться коротких карданных валов – в них большое трение. Наименьшее трение у солнечного плавающего колеса, больше у водила, еще больше у плавающего венца.

Чем больше модуль, тем больше масса звена искажает силы.

Если внутри сателлита не размещается сферический подшипник, можно применить схему В. Н. Ермака. Можно применить разрезные сателлиты с уравнильным механизмом. Уравнильным механизмом могут служить косозубые шлицевые соединения. Ось сателлита может служить уравнильным механизмом, если ее соединить с водилом шарниром или заостренными концами. При числе сателлитов больше трех необходим уравнильный механизм. Особенно простым он может получиться при шести сателлитах.

В планетарном редукторе для больших передаточных чисел (плюсовом) следует все колеса расположить в одной плоскости и сателлит поставить на сферический подшипник.

В механизмах со свободным водилом это водило следует сделать плавающим, ограничив только его осевые перемещения.

В многократных и замкнутых планетарных механизмах можно избежать зубчатых карданов и трения в них, если сделать плавающим соединительное звено.

В электромотор-колесах для размещения сферических подшипников приходится делать раздвоенной вторую ступень. Уравнильным механизмом может также служить первая ступень. Можно первую ступень сделать с двумя сателлитами и двумя водилами, соединив каждое со своим солнечным колесом второй ступени. Можно водило первой ступени сделать из двух дисков, соединив каждый со своим солнечным колесом второй ступени, а оси сателлитов первой ступени использовать в качестве уравнильных рычагов.

В волновых редукторах с двухроликовым или кулачковым волнообразователем надо его сделать плавающим вокруг оси, перпендикулярной к оси роликов. При трехроликовом волнообразователе надо его сделать плавающим вокруг двух осей, параллельных между собой и перпендикулярных к оси роликов.

¹ Тарабарин В. Б., Тимофеев Г. А. Волновая передача. – Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1976, № 48, авторское свидетельство № 541057.

6.1. ПРИВОД КАНАТНОГО БАРАБАНА

Интересен случай привода канатного барабана, который в современных краях осуществляют от редуктора (рис. 6.1). Выходной вал редуктора опирается на два подшипника. Барабан вследствие большой длины установить на весу, как делают с канатоведущим шкивом лифтов, нельзя. Приходится ставить еще один подшипник. Получается вал на трех подшипниках. Чтобы избежать статически неопределимой системы, необходимо соединить редуктор с барабаном карданным шарниром (обычно зубчатым). Для разгрузки зубчатой муфты от радиальных сил (очень больших) ставят шаровое соединение обычно в виде сферического роликового подшипника (рис. 6.1,б). Для получения наименьшего трения необходимо, чтобы зубчатая муфта находилась в одной плоскости с центром сферы этого подшипника. К сожалению, это не выполнено в механизме на рис. 6.1,а, где плоскость кулачковой муфты смещена в осевом направлении.

Другой путь исправления конструктивной схемы — установка на корпусе редуктора одного, а не двух подшипников. При этом в месте прохода вала через корпус редуктора ставят только уплотнение и не ставят подшипник. Получается вал на двух опорах — внешней и опоры в корпусе редуктора. Такая конструкция применена в приводе эскалаторов и полностью себя оправдала.

Третий путь заключается в том, что редуктор (с двумя подшипниками) следует делать самоустанавливающимися. Внешнюю опору следует сделать шаровой III'_2 , а редуктор соединить со стойкой зубчатым карданом III'_5 . Практически вместо зубчатого кардана лучше взять только два зуба, расположенные в одной горизонтальной плоскости. Такая схема целесообразна тогда, когда двигатель составляет одно целое с редуктором. В других случаях могут потребоваться изменения конструкции соединительной муфты между двигателем и редуктором.

Интересная конструкция барабана применяется для лебедок башенного крана КБ-100.1 (рис. 6.2). Здесь редуктор соединяется с барабаном вращательной парой V и крепится к платформе крана парами III' и I . Выносной подшипник соединяется с барабаном сферической парой III' и крепится к платформе опорами III' и III' . В них образуется избыточная связь — натяг вдоль прямой $III'III'$, но он не опасен из-за больших зазоров.

Эта избыточная связь определена по формуле (1.1) справа на рис. 6.2.

Опоры I и III' , показанные на рис. 6.3, представляют собой кинематические соединения из сферической пары III'_2 с плоскостной III'_2 для пары I (рис. 6.3,а) или с вращательной V_2 для пары III' (рис. 6.3,б). Плоскостная пара III'_2 отличается от вращательной V_2 только диаметром сверления в лапе опоры. Промежуточные звенья — шаровые втулки в обеих опорах — имеют местную подвижность (вращение вокруг своей оси).

При несоосности (допуски) опор III'_1 и V барабана во время работы лебедки редуктор перемещается в опоре I (см. рис. 6.2). В эксплуатации допускаются перемещения до 2,5 мм, в противном случае лебедка бракуется.

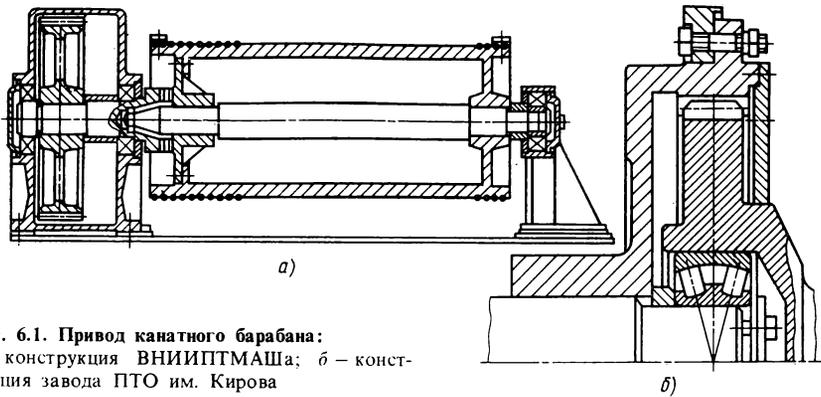


Рис. 6.1. Привод канатного барабана:
 а — конструкция ВНИИПТМАШа; б — конструкция завода ПТО им. Кирова

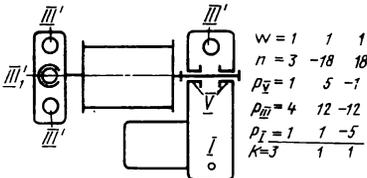
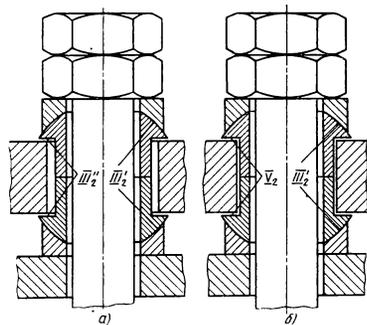


Рис. 6.2. Лебедка ВНИИстройдормаша

Рис. 6.3. Опоры лебедки ВНИИстройдормаша:
 а — с одним условием связи; б — с тремя условиями связи



6.2. БЛОКИ

Блок в грузоподъемных устройствах не требует такой большой точности вращения, как, например, стол карусельного станка, где колебания, измеряемые микронами, уже влияют на точность изделия. Моменты, перекашивающие подшипник, и осевые силы не могут быть значительными, так как во избежание быстрого износа троса не допускается значительное отклонение его от плоскости вращения блока. В подвижных блоках вследствие самоустанавливаемости эти моменты вообще отсутствуют.

Кроме того, подшипники 0000, применяемые здесь, хорошо передают осевые усилия. Места для подшипника внутри блока вполне достаточно. Поэтому целесообразно блок опирать на один подшипник качения: шариковый однорядный 0000 или роликовый с короткими цилиндрическими роликами 92 000 (или аналогичного типа).

Правильная конструкция показана на рис. 6.4, а. В ней нет избыточных связей. К сожалению, общепринята схема опоры блока на два подшипника качения (рис. 6.4, б). В ней пять избыточных связей, влияние которых вследствие близкого расположения подшипников сказывается на работе последних особенно сильно (влияние допусков).

Переход на одноподшипниковую опору позволит сэкономить большое число подшипников, а также уменьшить габариты в осевом направлении.

При опорах на подшипниках скольжения блоки всегда опирали на одну втулку и точность вращения была удовлетворительная. Поэтому при переходе

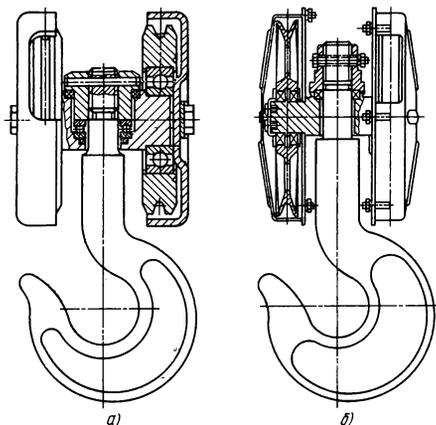
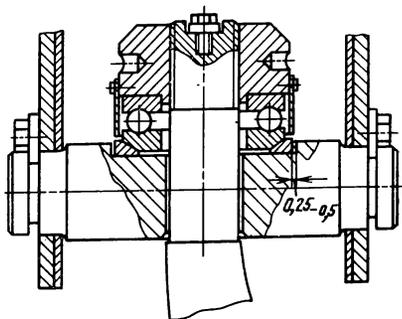


Рис. 6.4. Крюковая подвеска:

a — правильная конструкция без избыточных связей; *b* — неправильная с пятью избыточными связями

Рис. 6.5. Неправильная конструкция пяты крюка с вредной подвижностью



на подшипники качения, которые гораздо точнее, применение схемы опоры на два подшипника можно объяснить только традицией опирать вал на два подшипника.

При конструировании крюковой подвески не следует усложнять ее ненужными подвижностями. Пример такой неправильной конструкции дан на рис. 6.5, где крюк крепится на упорном шарикоподшипнике 18 000 со сферическим подкладным кольцом. Сферическая подкладка в этом случае излишня, так как обе угловые подвижности вокруг горизонтальных осей достигаются самоустанавливаемостью самого блока.

6.3. ГРЕЙФЕРЫ

Грейферы бывают двухчелюстные (рис. 6.6) и многочелюстные (рис. 6.7). Первые применяют для легких материалов с ограниченным размером частиц, вторые — для тяжелых с крупными кусками. Наиболее распространены двухканатные грейферы. У них при навивании обоих канатов происходит подъем, а при сматывании обоих канатов происходит опускание. При навивании одного из канатов или навивании их с разными скоростями грейфер открывается или закрывается.

В двухчелюстном грейфере (см. рис. 6.6) челюсти соединяются шарниром, который надо считать вращательной парой V_2 , так как иначе зубья их не сомкнутся. К этому шарниру присоединяется нижняя обойма управляющего полиспаста. Челюсти подвешиваются к верхней обойме четырьмя наклонными тягами, шарниры которых следует считать сферическими парами III_4 . Очень важно расположение этих тяг. Недопустимо, чтобы они пересекались в одной точке, так как тогда будет нарушено условие № 6 в табл. 3.1, по которому через точку может проходить не больше трех поводков. Иначе механизм получится с избыточной связью. Это можно проследить по натягам при сборке при таком расположении. После постановки трех тяг (считая неподвижной верхней обойму) система, образованная ими и челюстями, может только вращаться вокруг точки пересечения, при этом невозможно изменить расстояние между точками присоединения четвертой тяги, что нужно для возможности ее установки. Избыточная связь потребует пригонки длины четвертой тяги. При ремонте тяги могут быть перепутаны, а тогда придется испробовать $4! = 24$ варианта, что явно невозможно. Главный недостаток — это

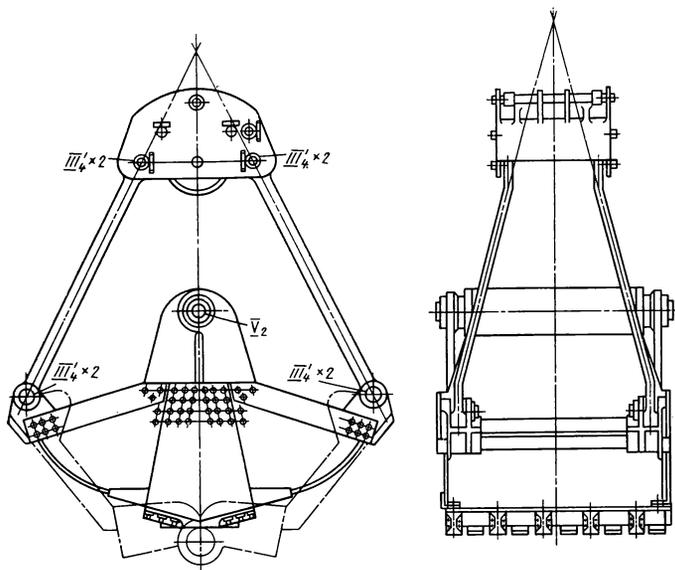
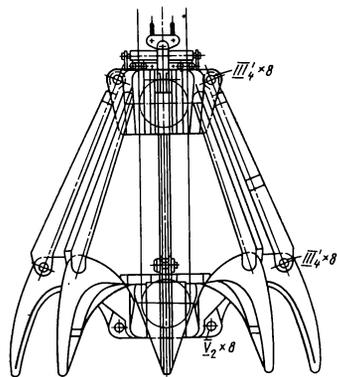


Рис. 6.6. Двухчелюстный грейфер

Рис. 6.7. Многочелюстный грейфер

неправильное нагружение элементов грейфера при работе. Поэтому избыточная связь здесь недопустима. Для ее исключения надо следить, чтобы на обеих проекциях на рис. 6.6 точки пересечения осей тяг находились на возможно более различных уровнях. Проверим этот механизм (рис. 6.6) и по структурной формуле (1.1). Определим подвижности, считая стойкой верхней обойму полиспаста. К ним относятся открывание, четыре местных подвижности вращения четырех тяг и два раскачивания в двух плоскостях; итого $w = 7$. Найдем $q = 7 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 8 = 0$. Если тяги пересекаются в одной точке, то добавится еще вращение вокруг вертикальной оси, и тогда $w = 8$. При этом $q = 8 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 8 = 1$.

У многочелюстного грейфера на рис. 6.7 конструкция правильная. Надо только челюсти соединять с нижней обоймой полиспаста вращательными парами V_2 , а тяги выполнять со сферическими (за счет зазоров) III_4 . При восьми челюстях, считая за стойку верхнюю обойму полиспаста, подвижности следующие: открывание, восемь местных подвижностей восьми тяг и пять подвижностей нижней обоймы полиспаста — две линейные вдоль горизонтальных осей, две угловые вокруг тех же осей и угловая вокруг вертикальной оси, проходящей через точку пересечения тяг, т. е. всего $w = 14$. По формуле (1.1) найдем $q = 14 - 6 \cdot 17 + 5 \cdot 8 + 3 \cdot 16 = 14 - 102 + 40 + 48 = 0$.



6.4. КРАНОВЫЕ ТЕЛЕЖКИ

Перегрузочные мосты, передвижные конвейеры, козловые, порталные и строительные краны перемещаются по рельсам с помощью ходовых тележек. При малой грузоподъемности тележки выполняют однорельсовыми (рис. 6.8), при большой — двухрельсовыми (рис. 6.9) и даже четырехрельсовыми.

Рассмотрим опору одной ноги крана. Выясним условия связи между колесом и рельсом. Контакт цилиндрической поверхности колеса с рельсом вследствие малого размера ширины рельса по сравнению с размерами крана будет парой первого класса. Следовательно, если не работают реборды из-за зазоров, то соединение будет первого класса, если работает реборда (прибавится еще одно условие связи) — второго класса. В соответствии с этим и обозначены пары на рис. 6.8 и 6.9. Соединение однорельсовой тележки с ногой крана или с балансиром должно иметь две угловые подвижности: вокруг вертикальной оси для вписывания в кривые и вокруг поперечной оси для выравнивания нагрузки на колеса. Подвижности вокруг продольной оси не должно быть для устройства однорельсовой тележки (чтобы не «валилась»). У двухрельсовых тележек необходима и эта подвижность для выравнивания нагрузки на оба рельса.

Подвижности механизма следующие: основная (движение тележки), проскальзывание колес (или осей) по их числу и три угловые подвижности ноги крана (у однорельсовых — одна из них вместе с тележкой). Здесь не рассматриваются условия связи, наложенные на кран другими тележками, отсюда и три подвижности у ноги.

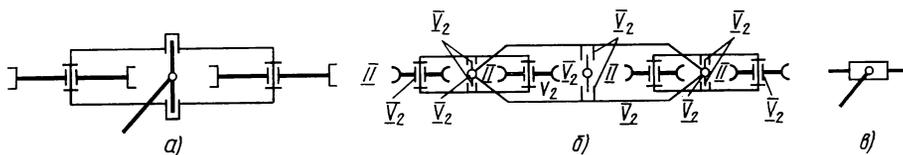


Рис. 6.8. Однорельсовые крановые тележки:

a — двухколесная; *б* — четырехколесная; *в* — условное обозначение

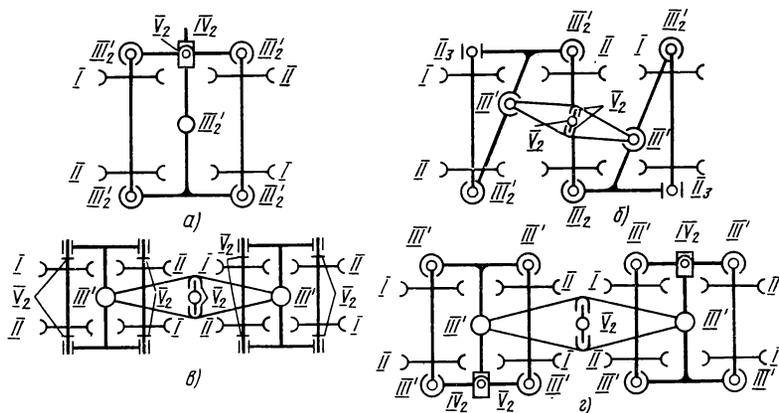


Рис. 6.9. Двухрельсовые крановые тележки:

a — четырехколесная; *б* — шестиколесная; *в* — восемь колес; *г* — восьмиколесная без избыточных связей

двумя избыточными связями;

У двухрельсовой четырехколесной тележки вследствие опоры на четыре точки имеется одна избыточная связь. Она устранена в конструкции, приведенной на рис. 6.9, *а*. В ней корпус тележки состоит из двух звеньев, соединенных парами IV_2 и V_2 . Ее дополнительное достоинство заключается в том, что ни одна из балок тележки не подвергается скручиванию.

При шести колесах их можно объединить в две трехколесные тележки (рис. 6.9, *б*). Получается очень простая конструкция (сравните число звеньев с другими схемами). Ее недостаток — одна из балок проходит над колесом, конструкция получается высокой и поэтому непригодна для электровозов. Освободиться от этого недостатка и получить очень компактную конструкцию можно, если применить внутренние рамы.

При восьми колесах их объединяют в две четырехколесные тележки (рис. 6.9, *в* и *г*). При цельных корпусах тележек (рис. 6.9, *в*) получаются две избыточные связи. Чтобы их устранить, следует применять составные тележки (см. рис. 6.9, *а*). Так и сделано в конструкции на рис. 6.9, *г*.

При большем числе колес конструкцию без избыточных связей можно получить аналогичным образом.

Рассмотренные механизмы направляют ногу крана по линии, параллельной рельсам, т. е. на плоской схеме накладывают те же условия связи, что и ползун. Поэтому в дальнейшем на плоской схеме будем изображать их в виде ползуна. Этот ползун при однорельсовой тележке будет четвертого класса, а при двухрельсовой — пятого.

6.5. ПЕРЕГРУЗОЧНЫЕ МОСТЫ И ПЕРЕДВИЖНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

В перегрузочных мостах пролет достигает 200 м. При таких размерах почти невозможно их выполнить с достаточной точностью. Это заставило устранять избыточные связи.

В обычной конструкции одна стойка моста делается жесткой в виде решетчатой фермы (рис. 6.10, *а* слева), другая — гибкой на шарнирах (рис. 6.10, *а*, справа). Такой механизм, хотя и вписывается в колею переменной ширины, имеет две избыточные связи. Одна из них вызывает скручивание балки моста и неравномерную нагрузку тележек, вторая дает неравномерное распределение нагрузки в парах V_2V_2 , соединяющих ноги стойки с мостом. Устранить их очень легко (рис. 6.10, *б*). Для этого надо гибкую стойку делать в виде треугольной фермы и соединять шаровой парой III' с мостом.

В настоящее время применяют также косоустанавливающие мосты, которые могут отклоняться на угол $10-15^\circ$ от направления, перпендикулярного к рельсам.

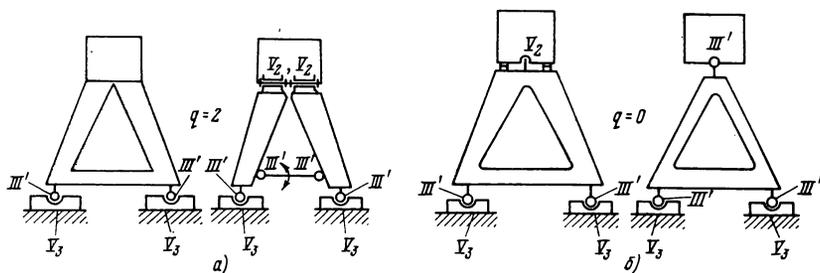


Рис. 6.10. Стойки перегрузочных мостов:

а — без косоj установки с двумя избыточными связями; *б* — для косоустанавливающего моста с поворотным кругом

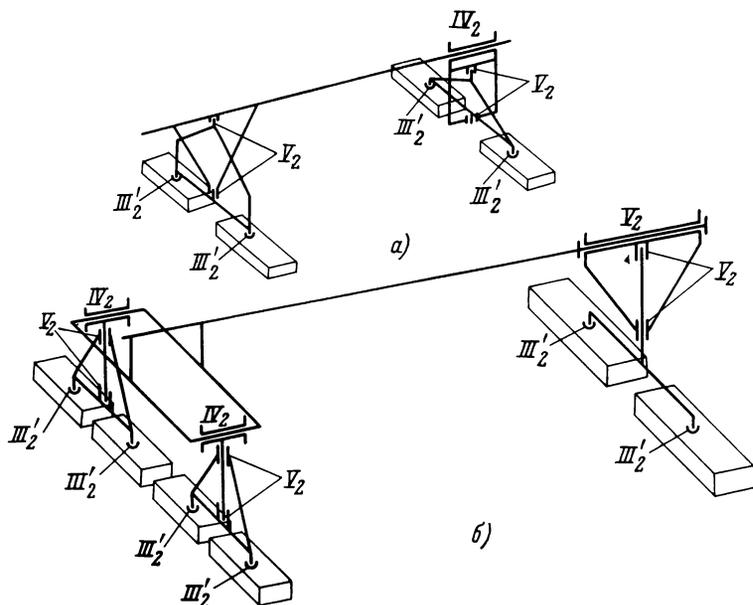


Рис. 6.11. Опорно-ходовая часть перегрузочных мостов с новой конструкцией вращательной пары:
 — на четырех тележках; б — на шести тележках

Это важно при обслуживании одного объекта сразу двумя кранами. В косоустанавливающихся мостах жесткая опора соединяется с мостом поворотным кругом V_2 . Для таких мостов пригодна схема, показанная на рис. 6.10, б, ее структура подсчитана с учетом поворотного круга (подвижность $w = 2$). Поворотный круг имеет большое трение и дорог в изготовлении (обточка деталей большого диаметра), поэтому в передвижных конвейерах применяют другую конструкцию (рис. 6.11, а), в которой вращательная пара выполняется в виде двух широко расставленных (по высоте) подшипников. Конструктивно ферма жесткой стойки и ферма промежуточного балансира входят одна в другую, что является недостатком, так как затрудняет разборку.

Аналогичная схема для передвижного конвейера большей грузоподъемности с мостом, опирающимся на шесть тележек, показана на рис. 6.11, б.

При изменении ширины колеи гибкая опора (см. рис. 6.10, а и б) наклоняется. В перегрузочных мостах, где изменение ширины колеи небольшое, эта конструкция себя оправдала. Для конвейера, где изменение ширины колеи гораздо больше, она непригодна. Вместо этого одна из стоек соединяется с мостом цилиндрической парой IV_2 .

6.6. МОСТОВЫЕ КРАНЫ

Статически определимые механизмы нашли применение в новых мостовых кранах. В этих кранах подкрановые рельсы расположены на большом расстоянии друг от друга (равном пролету) и связаны с различными стенами здания. Неравномерная осадка здания ведет к искажению подкранового пути в плане и в профиле. В статически неопределимых кранах это ведет к ускоренному износу ходовой части моста, особенно реборд колес.

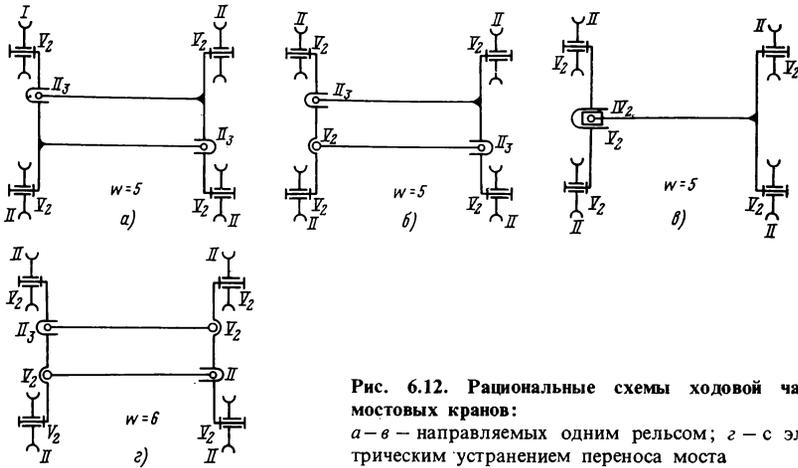


Рис. 6.12. Рациональные схемы ходовой части мостовых кранов: а-в – направляемых одним рельсом; г – с электрическим устранением переноса моста

Г. П. Попов, В. А. Иванов и др. предложили мостовой кран (рис. 6.12,а), в котором устранены избыточные связи¹. Мост состоит из двух звеньев, каждое из которых представляет собой главную и концевую балки, жестко соединенные между собой. Звенья моста соединены парами II_3 , выполненными в виде колеса в желобе, а ходовые колеса с мостом – вращательными парами V_2 . Одно из колес надо сделать уширенным, чтобы получить пару первого класса. Уменьшение избыточных связей увеличило долговечность ходовых колес с 2–3 месяцев до нескольких лет. Авторы применили этот кран на Александрийском заводе подъемно-транспортного оборудования им. 60-летия Великой Октябрьской Социалистической революции. Увеличение долговечности колес привело к тому, что завод начал переделывать все краны на эту систему [22, 45].

В этой схеме можно сделать все колеса одинаковыми без уширения обода, но тогда одно колесо придется посадить на цилиндрическую пару (с осевым разбегом). Одинаковые колеса можно получить и другим способом (рис. 6.12,б). Для этого в одной половинке моста надо главную и концевую балки соединить вращательной парой V_2 .

Проще эта схема получится в однобалочном мосте (рис. 6.12,в). В этом случае главную балку надо соединить с одной концевой балкой жестко, а с другой – через пары вращательную V_2 и цилиндрическую IV_2 .

В этих трех схемах направляющим является только один рельс: на рис. 6.12,а – правый, что является недостатком, правда, не очень существенным, так как можно прочнее укрепить этот рельс в горизонтальном направлении. Устранение этого недостатка вызывает усложнение конструкции крана. Можно мост сделать шарнирным (рис. 6.12,г), выполнив соединения главных и концевых балок двумя вращательными парами V_2 и двумя парами II_3 . Привод к тележкам моста придется делать раздельным, что выгодно для кранов большого пролета. Лишнюю подвижность – перекос моста – здесь необходимо устранять электрическим путем; т. е. при перекосах должны срабатывать контакты, управляющие приводными двигателями.

¹ Апостолов В. С., Вавилов В. В. и др. Мостовой двухбалочный кран. – Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1969, № 19, авторское свидетельство № 245305.

Попов Г. П., Иванов В. А. Мостовой двухбалочный кран. – Бюллетень изобретений и товарных знаков, 1961, № 16, авторское свидетельство № 140551.

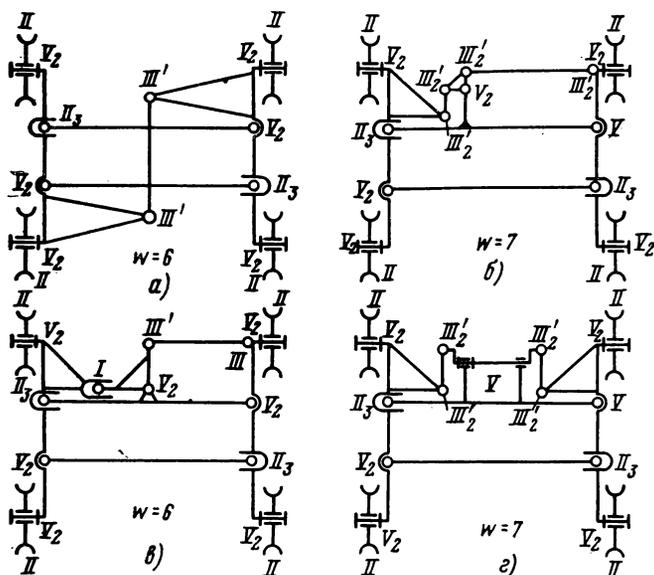


Рис. 6.13. Рациональные схемы ходовой части мостовых кранов, направляемых обоими рельсами

В мостах, направляемых обоими рельсами, механизм, устраняющий перекося, должен удовлетворять двум условиям:

не должен препятствовать изменению ширины колеи, что достигается продольной тягой III_2III_2' (рис. 6.13, а, б), на рис. 6.13, в — левой тягой III_2III_2' , которая наклоняется при изменении ширины, или кулисой (рис. 6.13, г), показанной условно, как пара I ; в действительности ее надо выполнять из нескольких последовательно включенных низших пар;

концевые балки (тележки моста) должны поворачиваться относительно главных балок в противоположные стороны на равные углы, что достигается механизмом антипараллелограмма (см. рис. 6.13, а). Правда, этот механизм может найти применение только в исключительных случаях вследствие большой длины рычагов, равной половине пролета. На рис. 6.13, б это достигается двумя тягами III_2III_2' и III_1III_1' и двумя угловыми рычагами, а на рис. 6.13, в — тягой III_2III_2' и двумя угловыми рычагами, соединенными кулисой I .

На рис. 6.13, г концевые балки связаны двухкривошипным валом, расположенным параллельно главным балкам и соединенным с концевыми балками пространственными четырехшарнирными механизмами. Этот вал, особенно при больших пролетах, необходимо проверить не только на прочность, но и на угол закручивания.

Направление моста одним рельсом себя оправдало и получило широкое распространение в перегрузочных мостах и мостах передвижных ленточных конвейеров, поэтому есть все основания считать, что оно вполне пригодно и для мостовых кранов.

6.7. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ СТРОИТЕЛЬНЫХ КРАНОВ

Механизмы ходовой части башенных кранов особенно важно выполнять статически определенными, так как рельсы для них (как и для всех строительных кранов) устанавливают временно. Кроме того, каждый рельс кладут на свои шпалы. Ско-

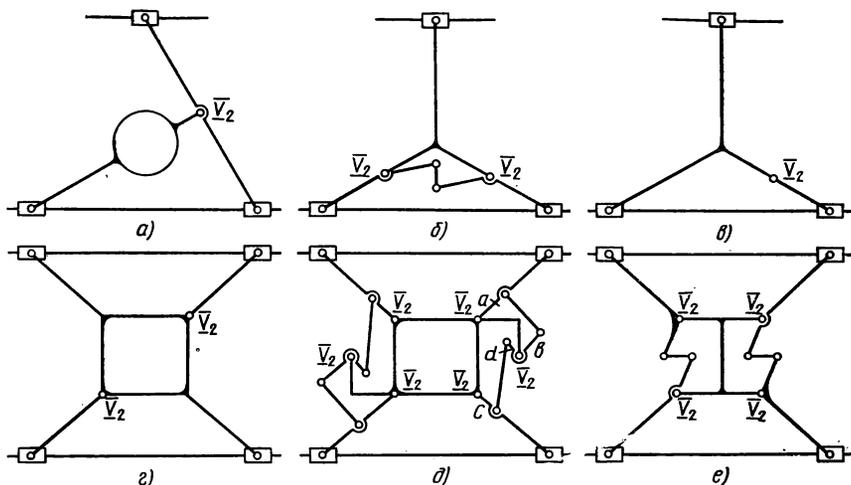


Рис. 6.14. Схемы соединений ходовых тележек крана:
 а-б-с — тремя тележками; г-е — с четырьмя тележками

рости кранов во много раз меньше, чем поездов. Поэтому точность установки рельсов этих кранов значительно ниже железнодорожных. Повышать эту точность невыгодно, так как это удорожает строительные работы. Наоборот, для ускорения и удешевления строительства желательнее снизить требования к точности установки рельсов, это возможно осуществить, применяя краны с самоустанавливающимися механизмами. Такие краны обычно движутся на двухколесных тележках (см. рис. 6.8, а). Между фермой крана и колесами должно быть два шарнира: вертикальный — для поворота тележки в соответствии с профилем пути в плане, горизонтальный для выравнивания нагрузок на колеса.

Если кран опирается на три такие тележки, то его вес распределяется статически определенно между шестью колесами. Конечно, это не значит, что происходит равномерное распределение, так как кроме веса крана есть еще опрокидывающие силы (вес груза и давление ветра). Однако такой кран не будет приспособляться к профилю пути в плане. Например, он не пройдет (без аварии) по колее переменной ширины. Особенно трудно для такого крана подогнать рельсы на криволинейных участках пути. Поэтому его применяют практически только на прямых участках. Устранить этот недостаток можно, если соединить фермой две тележки, обязательно находящиеся на разных рельсах¹. Кран следует опереть на третью тележку и середину фермы (рис. 6.14, а). При этом центр крана должен находиться в 2 раза ближе к соединению с фермой, чем к соединению с тележкой. Соединение фермы с краном должно обязательно быть на вращательной паре V_2 , т. е. выполнено на двух широко расставленных подшипниках. Такой кран сможет двигаться и по колее переменной ширины, и по кривым. Ветровая сила равномерно распределится между тремя тележками.

В структурном отношении та же задача решена на схеме рис. 6.14, б. Здесь одна нога составляет одно целое с краном, две другие соединены с ним враща-

¹ Решетов Л. Н. Опорно-ходовая часть крана. — Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1967, № 21, авторское свидетельство № 203869.

тельными парами V_2 , выполненными так же, как на рис. 6.14,а. Кроме того, ноги соединены шарнирным механизмом, допускающим их поворот только на равные углы в противоположных направлениях. К сожалению, тележки на поворотных ногах не участвуют в передаче ветровой силы. Эту силу передает только третья тележка и только одному рельсу (на рис. 6.14,б — верхнему). Поэтому такая схема может иметь очень ограниченное применение (например, для кранов в закрытых помещениях).

Значительно проще это решено на схеме рис. 6.14,в, где ветровая сила действует также только на одну тележку. По сравнению со схемой рис. 6.14,б в этом случае приспособляемость крана к изменению ширины колеи несколько хуже.

При четырех тележках неизбежна одна избыточная связь вследствие передачи вертикальных сил на четыре точки, которая приведет к статически неопределимому распределению сил между колесами.

Отсутствие приспособляемости к профилю пути в плане можно устранить. Обычно ноги соединяют с краном при помощи вертикальных шарниров V_2 . При перевозке ноги складывают. В рабочем положении ноги закрепляют тугами, и они составляют с краном одно целое звено. Чтобы устранить избыточные связи, действующие в горизонтальной плоскости, необходимо закреплять только две ноги, расположенные одна против другой (рис. 6.14,з), а две другие оставить свободными на вращательных парах. Такой кран может работать и при переменной ширине колеи (кран КБ-100.1 ВНИИстройдормаша). К сожалению, в передаче горизонтальной силы будут участвовать только две тележки (на закрепленных ногах), т. е. эта схема частично имеет недостаток схемы рис. 6.14,б. Избежать этого недостатка можно, если все четыре ноги оставить вращающимися на шарнирах V_2 (рис. 6.14,д). Для устранения лишних подвижностей следует соединить соседние ноги шарнирными механизмами, допускающими их поворот только на равные углы в противоположных направлениях. Для этого должно быть выполнено соотношение

$$\frac{a}{b} = \frac{c}{d}.$$

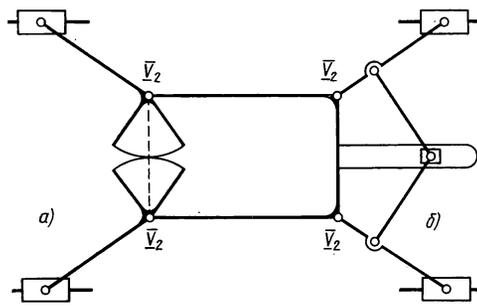
Механизм получается легкий и недорогой, так как изменение колеи невелико и, следовательно, размеры рычагов b и d оказываются небольшими. При этом следует соединять ноги с тележками, опирающимися на разные рельсы. Нельзя соединять ноги с тележками на одном рельсе, так как тогда эти тележки не смогут передавать ветровые силы (недостаток схемы на рис. 6.14,б). Кроме того, не будут устранены избыточные связи, а возникнет местная вредная подвижность (движение крана поперек рельсов).

Вместо соединительного механизма (рис. 6.14,д) можно применить механизм антипараллельного кривошипа (рис. 6.14,е). Последний механизм проще, но силы в нем и размеры звеньев больше, чем в первом механизме. Этот механизм запатентован в ГДР.

Можно ноги соединять зубчатыми секторами (рис. 6.15,а), а также двойным кривошипно-ползунным механизмом (рис. 6.15,б). Такие механизмы предложил Г. Такс.

Рис. 6.15. Патентованные схемы четырех-тележных кранов:

а — с зубчатыми секторами; б — с кривошипно-ползунными механизмами



6.8. КРАНЫ СО СКЛАДЫВАЮЩЕЙСЯ СТРЕЛОЙ (ПОРТАЛЬНЫЕ)

Краны со складывающейся стрелой устанавливают на козлах-порталах. Внутри портала проходят железнодорожные пути. Такие краны обычно применяют в портах для разгрузки судов. Складывающаяся стрела необходима для прохода между мачтами судов. В них сильно уменьшена длина свободного конца каната, а следовательно, уменьшено раскачивание груза, что очень важно для высокой производительности.

Применяют краны с жесткими звеньями, соединенными шарнирами (рис. 6.16, а) и гибкой оттяжкой и укосиной (рис. 6.17). Последние дают изменение вылета в больших пределах, но у них во время поворота укосина подвергается скручиванию. Кроме того, при обрыве груза возможно запрокидывание хобота.

В первых конструкциях кранов со складывающейся стрелой все три подвижных звена — укосина, хобот и оттяжка (рис. 6.16, а) — выполнены в виде жестких ферм. Соединяли их вращательными парами V_2 . Такой механизм имеет три избыточные связи, что требует точного соблюдения параллельности всех шарниров и расположения их в одной плоскости. Выполнить эти условия при большом вылете очень трудно.

Устранить избыточные связи можно, если оттяжку сделать в виде тяги, соединенной с хоботом и стойкой сферическими шарнирами III'_{12} (рис. 6.16, б). Можно эти шарниры выполнить и вращательными III'_4 с зазором. При большой длине оттяжки они работают как шаровые. Такая конструкция в последнее время применена фирмой Демаг для кранов большой грузоподъемности. Недостаток ее — при поворотах укосина подвергается скручивающему моменту так же, как и при гибкой оттяжке. Поэтому здесь укосину выполняют сплошной, коробчатой, чтобы лучше сопротивлялась скручиванию.

Передачи скручивающего момента укосиной можно избежать (рис. 6.18), для чего оттяжку надо сделать жесткой в виде треугольной фермы и соединять с хоботом шаровой парой III' , а со стойкой — вращательной V_2 (на рис. 6.18, чтобы не затемнять чертеж, не показаны раскосы ферм укосины хобота и оттяжки, а показаны только пояса).

Укосину надо выполнять в виде плоской четырехугольной фермы и соединять с хоботом и стойкой вращательными парами V_2 . Такая ферма имеет очень малую жесткость в отношении скручивания вокруг продольной оси, поэтому практически не передает момента вокруг этой оси.

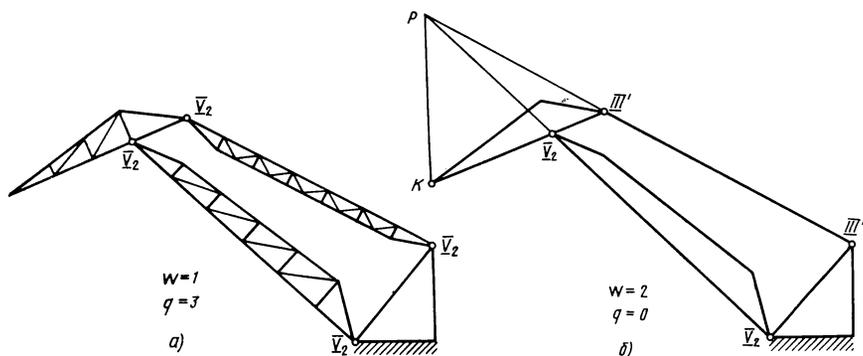


Рис. 6.16. Кран с жесткими звеньями:

а — старая схема; б — новая схема без избыточных связей

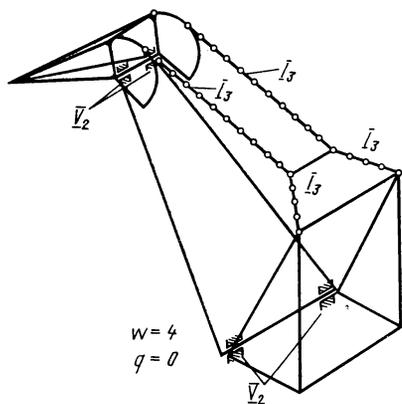


Рис. 6.17. Кран с гибкими оттяжками

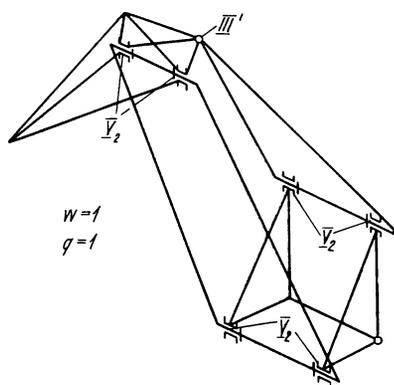


Рис. 6.18. Кран с укосиной, не передающей крутящего момента

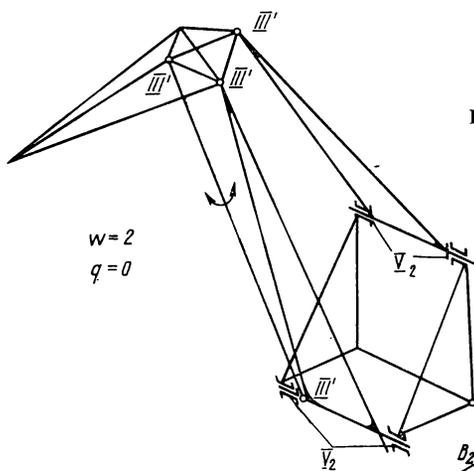


Рис. 6.19. Кран без избыточных связей

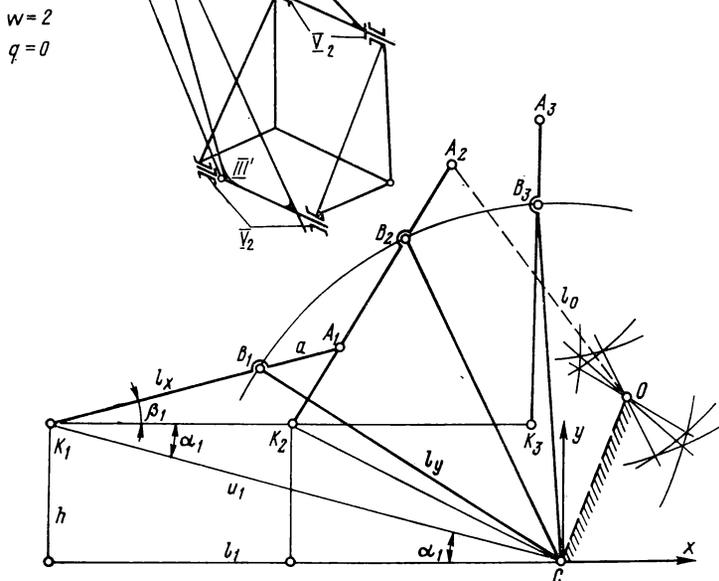


Рис. 6.20. Построение размеров шарнирного крана при заданных размерах укосины и хобота

По формуле (1.1) в этом механизме $q = 1$, но эта связь безвредна, так как она вызывает только деформацию кручения укосины, в отношении которой укосина, как было выше указано, очень гибка.

В кранах со складывающейся стрелой обычно тяга механизма подъема стрелы присоединяется к промежуточной точке укосины и вызывает ее изгиб. Чтобы устранить изгибающий момент, который плоская ферма не выдерживает, целесообразно шарнир подъемной тяги соединить с фермой тремя тягами, работающими на растяжение. Две тяги соединить с двумя верхними углами фермы и одну тягу с серединой нижней поперечины. Четыре тяги применять нельзя, так как тогда ферма станет очень жесткой на скручивание и отрицательно скажется избыточная связь.

Полностью избежать избыточных связей и скручивания укосины можно в схеме механизма на рис. 6.19. Здесь укосина выполнена в виде треугольной рамы, которая соединена с хоботом шаровым шарниром III'_2 и тягой $III'III'$. Оттяжка состоит из треугольной рамы $III'V_2$.

Для подбора размеров звеньев крана используем метод проектирования механизмов по трем точкам (рис. 6.20).

Считаем заданными длину укосины l_y , размеры хобота l_x и a , высоту центра блока h и три значения вылета l_1, l_2, l_3 в расчетных точках. Неизвестные: длина оттяжки l_0 и координаты точки $O - x_0$ и y_0 .

Для графического проектирования вычерчиваем механизм крана в трех положениях. Точку O найдем как центр окружности, проведенной через точки A_1, A_2 и A_3 . Построение удобнее вести методом, несколько отличающимся от метода, описанного в учебнике геометрии А. П. Киселева. Для этого радиусом, близким к l_0 , делаем засечки из центров A_1, A_2 и A_3 . Получается криволинейный треугольник. Нетрудно заметить, что центр O располагается со стороны «основания» этого треугольника. Зная это, следует так изменить радиус засечки, чтобы другой криволинейный треугольник расположился по другую сторону точки O . После этого точку O найдем в точке пересечения трех прямых, соединяющих сходственные вершины криволинейных треугольников.

Для аналитического решения определим вспомогательный угол α_1 и вспомогательный отрезок u_1 :

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{h}{l_1}; \quad (6.1)$$

$$u_1 = \frac{l_1}{\cos \alpha_1}. \quad (6.2)$$

Из $\triangle CB_1K_1$ получаем

$$\cos(\alpha_1 + \beta_1) = \frac{u_1^2 - (l_y^2 - l_x^2)}{2l_x u_1}. \quad (6.3)$$

Отсюда найдем β .

Определим координаты точки A_1 :

$$x_1 = (l_x + a) \cos \beta_1 - l_1; \quad (6.4)$$

$$y_1 = (l_x + a) \sin \beta_1 + h. \quad (6.5)$$

По совершенно таким же формулам найдем координаты x_2, y_2 и x_3, y_3 . По формуле для расстояния между точками A_1, A_2, A_3 и O имеем

$$\left. \begin{aligned} (x_1 - x_0)^2 + (y_1 - y_0)^2 &= l_0^2; \\ (x_2 - x_0)^2 + (y_2 - y_0)^2 &= l_0^2; \\ (x_3 - x_0)^2 + (y_3 - y_0)^2 &= l_0^2. \end{aligned} \right\} \quad (6.6)$$

Раскрывая скобки, получим

$$x_1^2 - 2x_1x_0 + x_0^2 + y_1^2 - 2y_1y_0 + y_0^2 = l_0^2;$$

$$x_2^2 - 2x_2x_0 + x_0^2 + y_2^2 - 2y_2y_0 + y_0^2 = l_0^2;$$

$$x_3^2 - 2x_3x_0 + x_0^2 + y_3^2 - 2y_3y_0 + y_0^2 = l_0^2.$$

Вычитая из второго и третьего уравнений первое, получим

$$(x_2^2 - x_1^2) - 2x_0(x_2 - x_1) + (y_2^2 - y_1^2) - 2y_0(y_2 - y_1) = 0;$$

$$(x_3^2 - x_1^2) - 2x_0(x_3 - x_1) + (y_3^2 - y_1^2) - 2y_0(y_3 - y_1) = 0$$

или

$$2(x_2 - x_1)x_0 + 2(y_2 - y_1)y_0 = (x_2^2 - x_1^2) + (y_2^2 - y_1^2); \quad (6.7)$$

$$2(x_3 - x_1)x_0 + 2(y_3 - y_1)y_0 = (x_3^2 - x_1^2) + (y_3^2 - y_1^2). \quad (6.8)$$

Получилась система двух уравнений первой степени с неизвестными x_0 и y_0 . После решения их длину оттяжки l_0 найдем по одной из формул (6.6), а другие останутся для контроля.

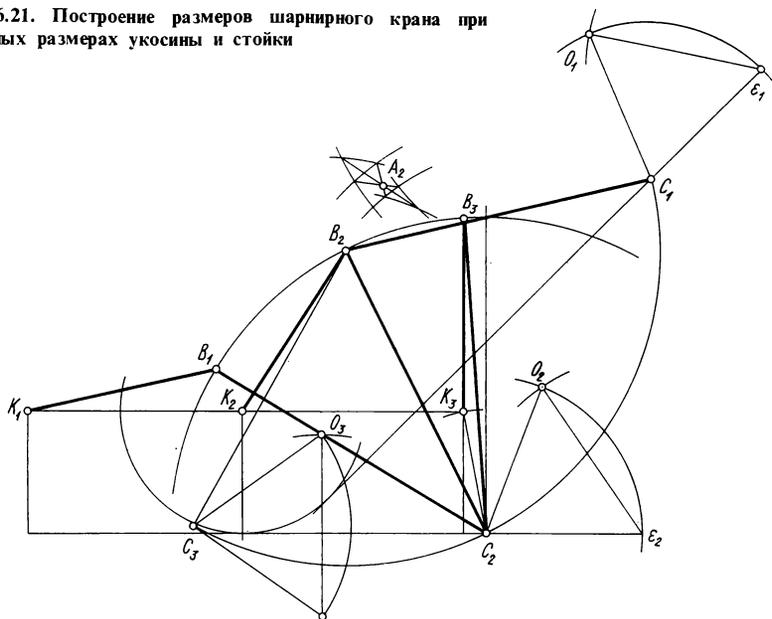
Проектирование размеров крана можно также вести исходя из других условий. Можно задаваться координатами точки O , а находить координаты точки A и длину l_0 (см. рис. 6.20). Тогда придется применить принцип обращения движения. Вычертим опять механизм в трех положениях. В одном из положений (на рис. 6.21 — во втором) останавливаем хобот K_2B_2 и относительно него поворачиваем укосину. Для этого из точки B_2 проводим окружность радиуса B_2C_2 . Точки C_1 и C_3 найдем по засечкам из точки K_2 радиусами K_1C_2 и K_3C_2 . Для построения положений O_1 и O_3 на рис. 6.21 покажем положение прямой, которая на кране проходила горизонтально через точку C (см. рис. 6.20). Она пройдет касательно к окружности радиуса h из центра K_2 . Далее целесообразно у точки C_2 построить равнобедренный треугольник $C_2O_2E_2$ с $C_2O_2 = C_2E_2$ (чтобы переносить его засечками двух радиусов, а не трех) и построить равные ему треугольники $C_1O_1E_1$ и $C_3O_3E_3$. Точку A_2 найдем как центр окружности, проведенной через точки O_1 , O_2 и O_3 . Она может оказаться и не на прямой K_2B_2 , т. е. рассматривается более общий случай.

После определения размеров необходимо вычертить механизм в нескольких положениях, чтобы найти отклонение от прямой.

Необходимо учитывать, что при наибольшем вылете в этом механизме хобот может запрокидываться. Поэтому не следует допускать таких положений.

В кранах с гибкими оттяжками (см. рис. 6.17) для удобства компоновки с фермой хобота улитки обычно выполняют сдвоенными. Чтобы нагрузка на них распределялась поровну, применяют уравнильное устройство, для чего канаты соединяют поперечиной, а концы их разводят в стороны. Неравенство длин канатов устраняется продольным смещением поперечины. При проверке этого механизма следует учитывать, что поперечина имеет три местные подвижности: вращение вокруг своей оси и движения ее концов (независимые) в направлении, перпендику-

Рис. 6.21. Построение размеров шарнирного крана при заданных размерах укосины и стойки



лярном к плоскости канатов. Канаты этим подвижностям не препятствуют: первой подвижности — потому, что канаты теоретически проходят через ось поперечины, второй и третьей — потому, что расположены в одной плоскости, что соответствует мертвой точке механизма, в которой возникает дополнительная подвижность механизма. Вместе с основным движением подвижность этого механизма $w = 4$ (поворотную платформу считаем стойкой).

6.9. ПОДЪЕМНИКИ (ЛИФТЫ)

Обычно на подъемниках применяют лебедки с канатопроводящим шкивом на три или четыре каната. Канатный шкив получается узким, поэтому его всегда располагают на весу. Таким образом, легко получают конструкцию с двумя опорами вала шкива в корпусе редуктора. Глобoidная червячная передача, которую обычно применяют в лифтовых лебедках, представляет собой систему с избыточными связями, пути устранения которых пока не найдены. Также остается не решенным вопрос о распределении нагрузки между канатами. На кабине ставят рычажный уравнительный механизм, выравнивающий нагрузку канатов. С противовесом канаты соединяют через пружины, т. е. система остается статически неопределимой, хотя неравенство сил частично компенсируют пружины.

Если один из канатов лежит в желобе шкива глубже (или мельче) остальных, то вследствие меньшей окружности его путь короче, чем у остальных. Поэтому натяжение его в верхнем и нижнем положениях кабины становится различным, и он начинает проскальзывать. Тогда дальнейший износ этого желоба идет гораздо быстрее остальных, и шкив приходится заменять.

Так как размеры желобов всегда различны (в пределах допусков), то причина неравномерного износа заложена в самой схеме механизма. Устранить этот недостаток очень просто. Надо сделать механизм статически определимым. Для этого на противовесе вместо пружин надо поставить второй уравнительный механизм. Мест-

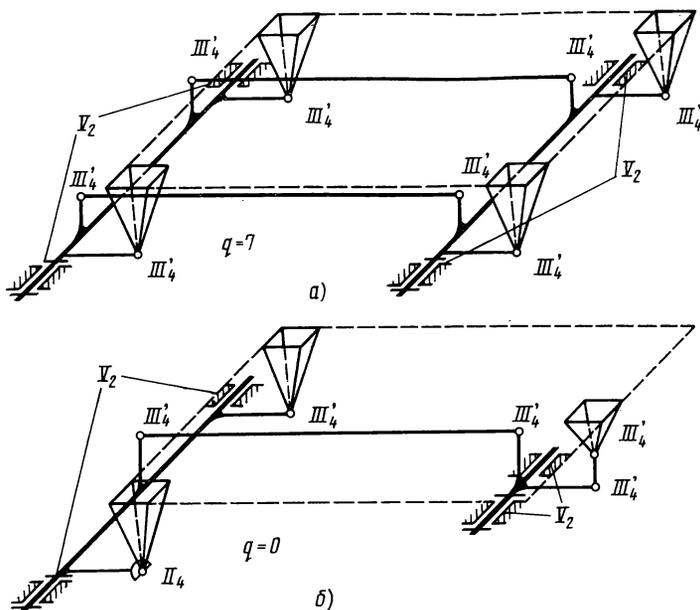


Рис. 6.22. Схемы механизма подвижного пола:
 а — неправильная с семью избыточными связями; б — правильная без

ные подвижности здесь не вредны, так как они устраняются трением канатов о шкив.

Чтобы уравнительные механизмы работали около своего среднего положения, где у них трение наименьшее, следует предусмотреть упоры рычагов, которые должны вызывать ослабление и проскальзывание каната в конце хода (единичное). К сожалению, такое устройство автору не удалось проверить экспериментально (см: разд. 6.11).

Очень ответственными механизмами лифта являются ловители, останавливающие кабины при обрыве канатов. Клиновые ловители мгновенного действия представляют собой статически неопределимую систему. Одновременного срабатывания ловителей на двух направляющих достигают их регулированием. При плохой регулировке может сработать только один ловитель, что вызовет перекос кабины. Свободны от этого недостатка клещевые ловители скользящего действия. В них схема механизма обеспечивает одинаковое прижатие клещей в обеих направляющих.

Очень ответственным механизмом лифта является подъемный пол кабины, управляющий подпольным контактом. При отказе этого механизма лифт способен уехать с открытыми дверями кабины, что может привести к несчастным случаям со смертельным исходом. Особенно опасно, если в кабине окажутся дети без взрослых (малая масса детей затрудняет работу подъемного пола). Поэтому важна работа подъемного пола с малым трением, которое не зависело бы от случайных причин, т. е. необходимо, чтобы механизм был без избыточных связей.

В конструкции пассажирского лифта грузоподъемностью 350 кг (рис. 6.22, а) имеется семь избыточных связей. Требуется точно выдерживать равенство длин шатунов (неправильная схема — сдвоенный механизм) и точное положение шарниров, соединяющих пол с кривошипами: положение первого шарнира не требует точности, второго требует точного расстояния от первого, третьего — точного расстоя-

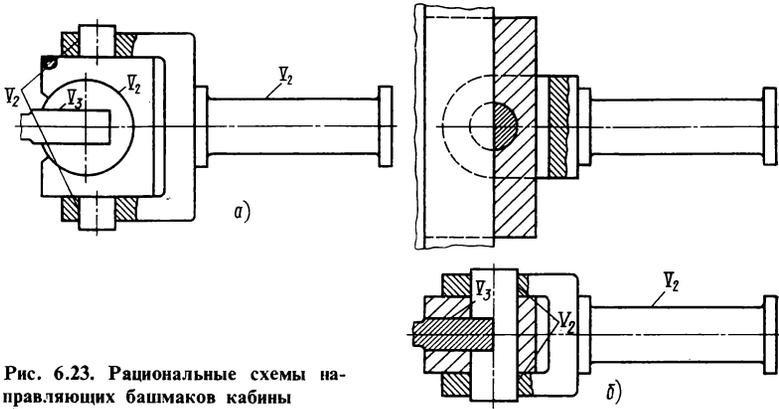


Рис. 6.23. Рациональные схемы направляющих башмаков кабины

ния от второго и первого (диагональ), четвертого — точного расстояния от третьего, первого и точного расположения по высоте.

В правильной схеме без избыточных связей (рис. 6.22, б) валы соединены одинарным механизмом параллельного кривошипа. Пол опирается на три точки (одна — на шарнире III_4 ; другая — на шарнире II_4 с осевым перемещением; третья — на тяге III_4III_4). Точности здесь не требуется, лишь бы пол не задевал за стены кабины.

Рама лебедки опирается на перекрытие через резиновые прокладки (для звукоизоляции), высоту которых регулируют винтами. Обычно применяют шесть опор, т. е. статически неопределимую систему, что, естественно, вызывает большие трудности при выверке рамы. Избежать этого очень просто. Надо только перейти на три опоры и три винта, соответственно увеличив их размеры.

В исполненной конструкции противовес направляют шесть башмаков — по три на каждой направляющей. Такая схема имеет большое число избыточных связей. Особенно большой точности требует выверка по одной прямой трех башмаков, работающих на одной направляющей. Целесообразно число башмаков на противовесе сократить до трех: два на одной направляющей (наверху и внизу рамы) и один на другой (посередине рамы). Три других башмака можно оставить как предохранительные, выполнив их с большим зазором. Тогда точной выверки башмаков не требуется.

Кабину обычно направляют четыре башмака. Возможность приложения нагрузки не в центре вследствие одностороннего расположения пассажиров и соответственно больших усилий на направляющие заставляет делать длинные башмаки. Такие башмаки надо соединить с рамой двумя шарнирами: вертикальным и горизонтальным в плоскости направляющих. Горизонтального шарнира с осью, перпендикулярной к плоскости направляющих, в приведенной конструкции нет, а этот шарнир необходим, так как соответствующие перекосы наиболее велики и часто бывает, что башмак работает только одним краем. Направляющий башмак с горизонтальным и вертикальным шарниром показан на рис. 6.23, а. На рисунке не показаны детали, необходимые для разборки. Для упрощения можно пожертвовать шарниром с вертикальной осью (рис. 6.23, б). Здесь конструктивно можно решить задачу применением оси, срезанной наполовину в средней части.

Конечно, лучше применять три башмака, но тогда конструкция третьего башмака будет отличаться от двух других, и потребуются в стенке кабины делать дверку для его обслуживания.

6.10. РОЛИКОВЫЕ ОПОРЫ ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧЕЙ И ТРАНСПОРТНЫХ БАРАБАНОВ

Кроме подшипников опорами для вращательного движения могут служить ролики (колеса) (рис. 6.24 и 6.25). Если ролик имеет небольшую длину вдоль оси, особенно при выпуклом ободе, его контакт с барабаном следует рассматривать как пару первого класса I_2 . Тогда для получения пяти условий связи потребуется пять роликов. На рис. 6.24 на нижней проекции барабан показан тонкой линией, чтобы не заслонять ролики. Если ось вращения горизонтальна, требуется еще шестой ролик (показанный с зазором), чтобы предохранить барабан от сползания. При наклонной оси он не нужен. Обычно четыре ролика работают на цилиндрической поверхности и один на торцевой плоскости. Однако такое распределение роликов необязательно. Может на торцевой плоскости работать и больше одного ролика (но не больше трех), остальные на цилиндрической поверхности.

При большой радиальной силе целесообразно применять схему с четырьмя роликами на цилиндрической поверхности, а при большой осевой силе — схему с тремя роликами на торцевой плоскости. Указанное число роликов справедливо при силовом замыкании, т. е. при наклонной оси вращения. Если не обеспечено постоянно направления нагрузки на ролик, то для кинематического замыкания придется ставить дополнительные ролики. К сожалению, каждый дополнительный ролик дает избыточную связь. Поэтому при разработке структурной схемы следует стремиться к тому, чтобы число дополнительных роликов было минимальным — желательно равным единице.

При большой длине ролика (см. рис. 6.25) его следует рассматривать как пару второго класса II_2 . Для получения пяти условий связи можно или применить ролик с вертикальной осью (см. рис. 6.24), или на одном из роликов сделать реборду (см. рис. 6.25). Если реборды сделать на обоих роликах, то тогда можно будет осевой разбег регулировать осевым перемещением одного из роликов.

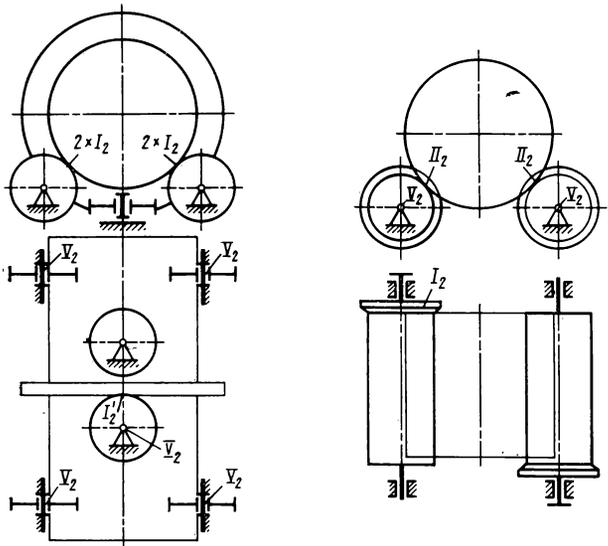


Рис. 6.24. Роликовая опора с пятью короткими роликами

Рис. 6.25. Роликовая опора с двумя длинными роликами с ребордами

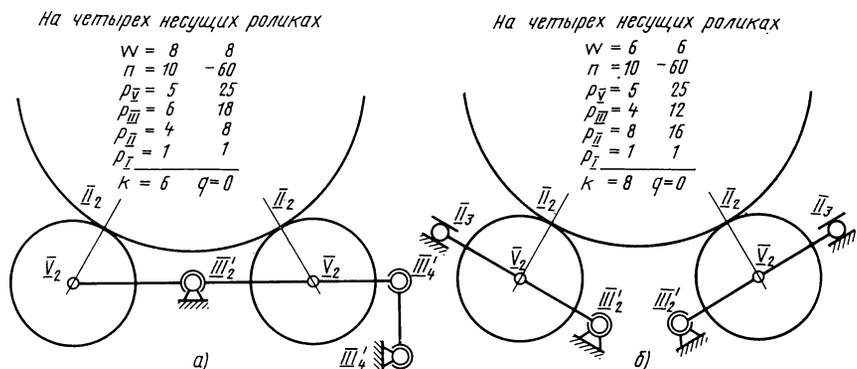


Рис. 6.26. Пара роликов четырехроликовой опоры:

а — соединенные общей рамой; б — поставленные раздельно

Конечно, не обязательно поверхность ролика выполнять всю цилиндрической, а в большинстве случаев достаточно сделать цилиндрической только часть ее, а ролик выполнить в виде железнодорожного полуската. Конечно, два колеса лучше делать безребордными, а реборды ставить на колеса разных роликов.

При большой массе барабана, если он опирается на четыре ролика, целесообразно выполнять их с большой длиной образующей и рассматривать контакт как пару I_2 . Для получения самоустанавливаемости здесь возможны два пути. Можно каждую пару роликов (рис. 6.26,а) поставить на общую качающуюся раму, которую опереть на шаровую пару III_2 , а чтобы рама не «повалилась», присоединить ее к стойке поводком III_4 , III_4 . Этот поводок будет передавать только случайные силы, поэтому нагрузка на него очень невелика.

Подвижность механизма состоит из основной подвижности, проскальзывания четырех несущих и одного упорного ролика и вращения двух поводков вокруг своих осей. Всего $w = 8$. Самоустанавливаемость в этом механизме будет такая же, как и в передаче с промежуточным колесом на сферической опоре (см. разд. 4.5). Схема на рис. 6.26,а наиболее простая, но имеет недостаток, заключающийся в том, что у нее подвижная рама передает очень большой изгибающий момент в сечении над сферической парой III_2 .

Второй путь получения самоустанавливаемости — каждому ролику дать угловую подвижность вокруг оси, перпендикулярной к линии контакта и параллельной касательной плоскости (рис. 6.26,б). Конструкция при этом получается сложнее, но она свободна от недостатка первой схемы¹.

В настоящее время проектируются вращающиеся печи длиной 180–200 м, диаметром 7 м и массой до 6000 т. Их приходится опирать на 14 роликов с длиной образующей 700–800 мм, нагрузка на каждый из них доходит до 500 тс.

Статически неопределимые печи при вращении деформируются, что вызывает преждевременное разрушение футеровки и приводит к огромным расходам на ее восстановление.

Напомним, что при четырех несущих роликах нагрузка между ними распределась статически определимо. При большом числе роликов должны быть четыре

¹ Решетов Л. Н., Гулида И. И. Устройство опоры вращающейся печи. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1975, № 16, авторское свидетельство № 469035.

группы, в каждой из которых с помощью уравнительных механизмов нагрузки должны распределяться поровну.

Рассмотрим механический уравнительный механизм для группы из четырех роликов. При нагрузках на ролик в 500 тс и расстояниях между ними до 30 м применить балансиры, как делается на локомотивах, невозможно. Чтобы уменьшить силы в уравнительном механизме, целесообразно соединить его с рамами роликов с помощью рычажных передач (рис. 6.27). Так можно вместо силы 500 тс получить 25 тс, т. е. силу того же порядка, как на локомотивах.

Подвижность рычажного механизма состоит из вращения ролика, подъема и самоустановки по линии контакта, т. е. $w = 3$. Классы пар, необходимые для устранения избыточных связей, показаны на рис. 6.27.

Рычажный уравнительный механизм на четыре ролика показан на рис. 6.28, а, б, в, г (четыре варианта). Общее число роликов печи здесь $4 \times 4 = 16$. В варианте а принято условие: на фундамент ролика не должны действовать горизонтальные, опрокидывающие силы. Для этого усилия передаются двумя тягами с равными нагрузками — одной работающей на растяжение, другой — на сжатие (трубчатой).

Если отказаться от этого условия, то механизм будет значительно проще (рис. 6.28, б) и не будет тяги, работающей на сжатие.

Если уравнительный механизм сделать стержневым (рис. 6.28, в), то он получится несколько сложнее, чем на рис. 6.28, б, да и силы в нем будут больше. Поэтому его применение целесообразно только для случая, когда нагрузка на каждый подшипник ролика выравнивается отдельно.

Уравнительный механизм можно значительно упростить, если передаточные рычаги (см. рис. 6.27) поочередно выполнить 1-го и 2-го рода (рис. 6.28, г). Эта схема целесообразна только в случае, когда нагрузка на каждый подшипник ролика выравнивается отдельно. При этом вертикальные тяги от подшипников одного ролика расположатся близко друг от друга, и потому четырехугольные промежуточные звенья будут достаточно конструктивными.

Чтобы воспользоваться структурной формулой для плоской схемы на рис. 6.28, угловые рычаги развернуты на 90° и совмещены с плоскостью чертежа. Подвижность уравнительного механизма между четырьмя роликами $w = 4 - 1 = 3$. На всех четырех схемах а, б, в и г избыточные связи отсутствуют. При выборе схем следует принимать во внимание, что горизонтальная сила передается только на опоры крайних роликов. Кроме того, необходимо учитывать величину этой силы, которая при размерах, указанных на рис. 6.28, и нагрузке на ролик 500 тс будет около 8 тс, а также то, что на схеме рис. 6.28, б и г эта сила расположена очень низко и поэтому момент, опрокидывающий крайнюю опору, незначителен.

Уравнительное устройство можно выполнить и гидравлическим. Для этого под каждым роликом надо поставить по одному гидравлическому цилиндру; цилиндры одной группы роликов (всего четыре группы) соединить общим трубопроводом (одно условие связи). Потери в трубопроводах, конечно, повлияют на распределение нагрузки между роликами. Выясним, как их можно уменьшить.

Обозначим: Q — нагрузка на ролик; V — скорость ролика по нормали (скорость поршня); D — диаметр цилиндра; p — давление; l — длина трубопровода (приведенная для учета дополнительных сопротивлений в коленах, угольниках и тройниках); d — диаметр трубопровода; λ — коэффициент потерь в трубопроводе (считая движение турбулентным; для ламинарного движения вопрос разобран в [42]); γ — плотность рабочей жидкости; v — скорость в трубопроводе. Тогда

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p.$$

Рис. 6.27. Рычажный механизм, соединяющий ролик с уравнительным механизмом

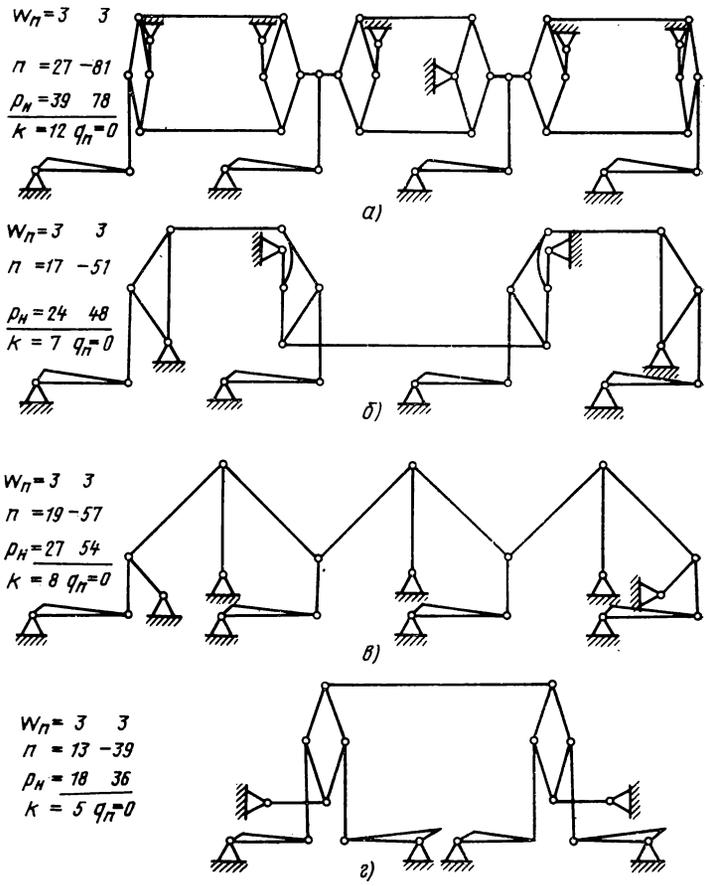
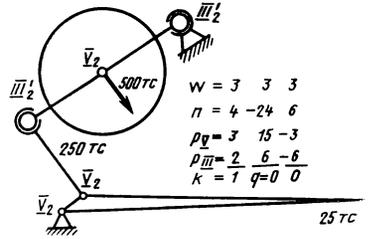


Рис. 6.28. Уравнительные механизмы:
 а – рычажный с устранением сил, опрокидывающих фундамент; б – рычажный с опрокидывающими силами; в – стержневой; г – с передаточными рычагами 1-го и 2-го рода (последовательно)

Отсюда найдем

$$D^2 = \frac{4Q}{\pi p}.$$

Потеря давления в трубопроводе

$$\Delta p = \gamma \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}.$$

Подставляя значение γ , из уравнения неразрывности $\frac{v}{V} = \left(\frac{D}{d}\right)^2$ найдем

$$\Delta p = \frac{\lambda}{2g} \gamma \frac{l}{d^5} V^2 D^4$$

Подставляя сюда найденное выше значение D и определяя $\frac{\Delta p}{p}$, получим

$$\frac{\Delta p}{p} = \frac{8\lambda}{\pi^2 g} l V^2 Q^2 \frac{\gamma}{d^5 p^3}. \quad (6.9)$$

Это отношение характеризует неравномерность распределения нагрузки между роликами и зависит от значения дроби $\frac{\gamma}{d^5 p^3}$. Больше всего на него влияет диаметр трубопровода d^5 (увеличивая его в 2 раза, можно уменьшить потери в 32

раза!); чуть меньше — давление p^3

Интересный способ влияния на плотность γ нашел проф. Г. В. Раевский¹. Он заменил воду воздухом при 5 кгс/см², тогда $\gamma = \gamma_0 p$, где $\gamma_0 =$

$= \frac{1}{770}$ — плотность воздуха при атмосферном давлении. Тогда дробь

$\frac{\gamma}{d^5 p^3} = \frac{\gamma_0}{d^5 p^2}$, т. е. выбранное давление p влияет меньше, так как оно входит

в формулу во второй, а не в третьей степени. Однако $\gamma = \frac{1}{770} \cdot 5 = \frac{1}{154}$, т. е. вы-

года от применения воздуха по сравнению с водой больше в 154 раза. Для устранения утечек и трения поршневых колец вместо гидравлических цилиндров в этой конструкции применены резиновые подушки. Получилась конструкция опор вращающейся печи на воздушных подушках, которая себя хорошо зарекомендовала. Поэтому ниже будут рассмотрены схемы опор вращающихся печей с уравнительным механизмом на воздушных подушках.

В этих случаях можно применить как конструкцию с общей рамой для пары роликов (рис. 6.29), так и конструкцию с отдельными рамами. При общей раме самоустанавливаемость достигается так же, как у промежуточного колеса на сферической опоре (см. рис. 4.16). Рама опирается на две подушки, присоединенные к разным группам трубопроводов, чем исключается опрокидывание. Со стойкой она соединяется парой II_3 вместо III_2 (см. рис. 6.26, а). Благодаря этому исключается большой изгибающий момент в этом месте. Точнее, пара II_3 вследствие

¹ Раевский Г. В. Вращающаяся многоопорная печь. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1972, № 28, авторское свидетельство № 153437.

Рис. 6.29. Опора пары роликов с общей рамой и двумя воздушными подушками

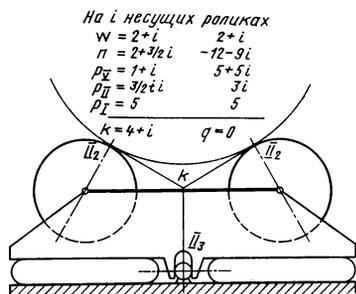
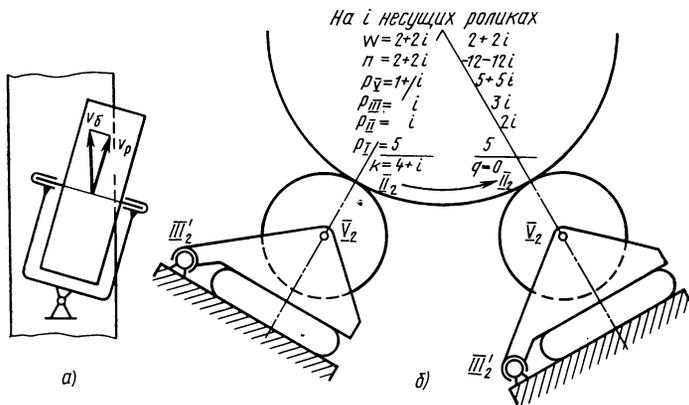


Рис. 6.30. Раздельные опоры пары роликов: а — вид снизу на ролик; б — поперечное сечение



больших сил должна быть заменена кинематическим соединением из пар III'_2 и IV_2 .

Расположение пары II_3 должно удовлетворять следующим двум условиям: для долговечной работы подушки должны подвергаться только сжатию, сдвига не должно быть. Для этого пара II_3 должна располагаться в средней плоскости подушек;

трение роликов не должно опрокидывать раму. Для этого пара II_3 должна располагаться в точке пересечения общих касательных барабана и роликов.

Первое условие важнее, поэтому его и надо выполнять. Трение роликов в случае подшипников качения невелико, поэтому опрокидывание легко устраняется различным давлением воздуха в правой и левой подушке. Кроме того, учитывая постоянное направление вращения печи, можно располагать подушки с разными плечами. Для этой схемы можно определить избыточные связи по структурной формуле (1.1) для всей печи целиком при i несущих роликах.

Подвижность состоит из основной и проскальзывания упорного ролика и i несущих роликов, т. е. $w = 2 + i$. Число подвижных звеньев и пар пятого и второго класса показано на рис. 6.29. Число пар первого класса — контакт упорного ролика и четыре группы подушек, соединенных в четыре системы. Избыточные связи отсутствуют.

При роликах на отдельных рамах можно раму соединять со стойкой сферической парой III'_2 (рис. 6.30, а). Необходимо только, чтобы рама располагалась «пошерстно». Скорости бандажа v_b и ролика v_p для этого случая показаны на рис. 6.30, а, где изображен вид снизу на барабан. Осевая слагаемая сила трения будет центрировать

ролик. Напомним, что эта конструкция роликов давно применяется в ножках мебели. В этой конструкции к подвижности каждого ролика — проскальзыванию — добавится еще центрирование.

Пара несущих роликов с уравнительным устройством на воздушных подушках показана на рис. 6.30, б. Сферические пары III'_2 расположены в средней плоскости воздушных подушек, чтобы создать наилучшие условия для их работы. Второе условие в этом случае теряет смысл, так как при таком механизме печь может иметь вращение только в одном направлении. Избыточные связи, подсчет которых дан в таблице на этом рисунке, отсутствуют.

Рассмотренная схема имеет недостаток: деформация подушек при подъеме ролика здесь неодинакова — она пропорциональна расстоянию до сферической пары III'_2 и изменяется весьма сильно. Это, конечно, скажется на их долговечности.

Этот недостаток устранен на схеме рис. 6.31. Вместо сферической пары здесь три поводка со сферическими головками, которые накладывают то же число условий связи. В проекции на поперечную плоскость они параллельны, поэтому при подъеме рама движется поступательно и деформации всех точек подушек одинаковы. В проекции на горизонтальную плоскость или плоскость, параллельную воздушной подушке, поводки пересекаются в центрах мгновенного вращения P_1 и P_2 , чем обеспечивается центрирование роликов. Эти поводки позволяют раме повернуться и вокруг оси, параллельной воздушной подушке, что необходимо для получения постоянной нагрузки по длине контакта ролика.

Подвижностей здесь на каждый несущий ролик: проскальзывание, центрирование и вращение трех поводков, т. е. 5. А всего, считая основную и проскальзывание упорного ролика, $w = 2 + 5i$.

Число пар первого класса по-прежнему равно пяти: контакт упорного ролика и четыре условия связи, создаваемые четырьмя группами воздушных подушек.

Избыточные связи, подсчет которых дан на рис. 6.31; здесь отсутствуют.

Такая схема предназначена для одного направления вращения. Но можно опорные концы поводков расположить на одной прямой. Тогда простой перестановкой поводков можно приспособить печь и для обратного направления вращения. В этом заключается достоинство этой схемы, т. е. можно использовать обе стороны зубьев привода после их износа.

Во вращающихся печах, вследствие огромных нагрузок, не удается ставить ролики на сферические подшипники (не изготавливаются соответствующие размеры). Приходится ставить их на конические четырехрядные (тип 77 000), каждый из которых является парой пятого класса. Поэтому в соединении между роликом и его рамой остаются избыточные связи, которых можно избежать, если устранить раму ролика, а каждый подшипник опирать на свою систему воздушных подушек (рис. 6.32). Конечно, они должны быть расположены симметрично относительно средней плоскости подшипника. Тогда каждый подшипник придется присоединить двумя параллельными поводками. Ролик теперь будет перемещаться поступательно и не сможет центрироваться. Поэтому его надо фиксировать еще одним поводком — осевым.

В настоящее время на каждый бандаж ставится по два ролика. При жестких опорах оно было вызвано трудностью обеспечения равномерного распределения нагрузки между несколькими роликами. С внедрением воздушных подушек эта трудность отпадает. При двух роликах приходится применять подшипник с самым большим диаметром, и его работоспособность оказывается недостаточной. Подшипники часто выходят из строя. Поэтому при нескольких роликах долговечность подшипников может сильно возрасти.

Суммарная нагрузка их изменится незначительно. Если принять за 100% эту нагрузку при двух роликах с углом развала 60%, то при трех роликах с тем же

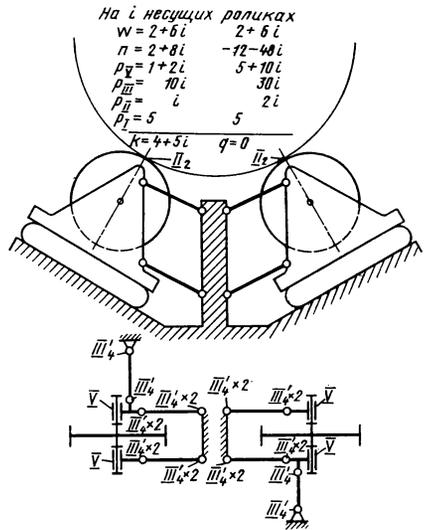
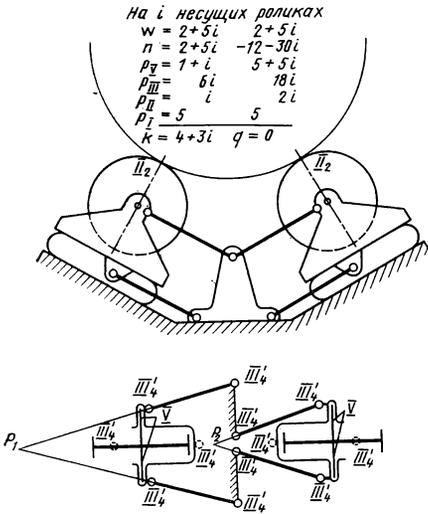


Рис. 6.31. Опоры роликов с равномерной деформацией воздушных подушек

Рис. 6.32. Опоры роликов на конических четырехрядных роликоподшипниках

углом развала она будет равна 95%, при четырех роликах с углом развала 90° — 103,5%. Суммарная нагрузка увеличится на 3,5%, а нагрузка на каждый ролик составит всего 52% от нагрузки ролика двухроликовой системы.

6.11. МОСТЫ

В статически неопределимых конструкциях мостов возникают добавочные напряжения как вследствие неодинаковой осадки фундаментов опор, так и в результате неодинакового нагрева элементов ферм. Поэтому за такими конструкциями необходимо регулярно наблюдать и контролировать их. Потому важно делать мосты статически определимыми. Пути создания статически определимых мостов будут описаны ниже. При этом будем пользоваться плоской схемой и соответствующей структурной формулой (1.2).

Балочные мосты. При неразрезной балке избыточных связей не будет только в случае двух концевых опор и отсутствия промежуточных. При наличии промежуточных опор число избыточных связей будет равно числу этих опор.

Применять балки, разрезанные на каждой промежуточной опоре, невыгодно, так как у них большой изгибающий момент. Нужна схема, которая устраняла бы избыточные связи, но не увеличивала бы расчетный изгибающий момент (рис. 6.33 и 6.34). В схеме Гербера шарниры поставлены в тех точках, где изгибающий момент неразрезной балки проходит через нуль. Здесь число шарниров равно числу промежуточных опор, что как раз и нужно для устранения избыточных связей.

На рис. 6.33, *a* и *б* показана конструкция Гербера для трехпролетного моста, а на рис. 6.33, *в, г* и *д* — для пятипролетного. У трехпролетного моста наибольшая длина балки, а следовательно, и ее масса по схеме *б* меньше, чем по схеме *a*.

Разница особенно велика, если концевые пролеты меньше среднего. Поэтому, если балки приходится транспортировать целиком, схема *б* имеет определенное

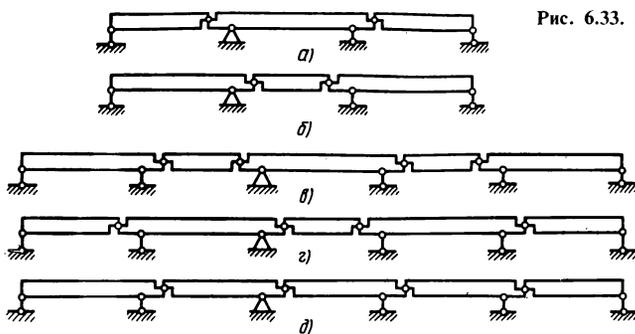


Рис. 6.33. Мосты Гербера

преимущество. Сравнивая аналогичным образом схемы в, г и д, можно сказать, что схемы в и г равноценны, а схема д выгоднее особенно при малых концевых пролетах.

В мостах Вичерта балка выполняется разрезанной, но опирается не концами, а промежуточными точками на наклонные стержни (рис. 6.34, а и б). Благодаря наклону стержней уменьшаются плечи передаваемых ими сил и соответственно расчетный изгибающий момент. Длина балки у Вичерта получается меньше, чем у Гербера, что важно для транспортировки. Благодаря наклонным стержням уменьшается потребная высота быков.

На рис. 6.34, а показана схема Вичерта для двухпролетного, а на рис. 6.34, б — для четырехпролетного моста.

Вообще эта схема, так же как и схема Гербера, может быть выполнена для любого числа пролетов.

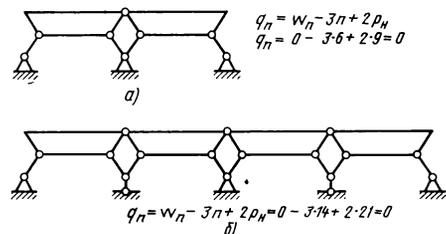
Схему Вичерта можно рассматривать как переходную между балочными и арочными конструкциями.

Арочные мосты. Первые арочные мосты выполняли с арками без шарниров с заделанными пятами (рис. 6.35, а). На плоской схеме такая арка имеет три избыточные связи. Для их уменьшения стали применять двухшарнирные арки (рис. 6.35, б) с шарнирами в пятах. Осталась одна избыточная связь.

Полностью устранены избыточные связи в трехшарнирной арке (рис. 6.35, в), у которой третий шарнир поставлен в замке арки.

Недостатком арочных мостов является горизонтальный распор, увеличивающий нагрузку на фундамент.

Ставить понизу горизонтальную стяжку невыгодно, так как это уменьшает габарит судового хода. Поэтому появилась конструкция (рис. 6.35, г) из двух полуарок (бетонных) со стяжкой поверху (из стальных стержней). Из таких элементов составляются многопролетные арочные мосты: на рис. 6.35, д показан четырехпролетный мост, у которого два средних пролета в 2 раза длиннее крайних.



Висячие мосты. В висячих мостах элементы пролетного строения работают на растяжение, поэтому имеют малую массу. Элементами, работающими на сжатие (которые должны рассчитываться на продольную устойчивость и потому получаются очень тяжелыми), являются только

Рис. 6.34. Мосты Вичерта

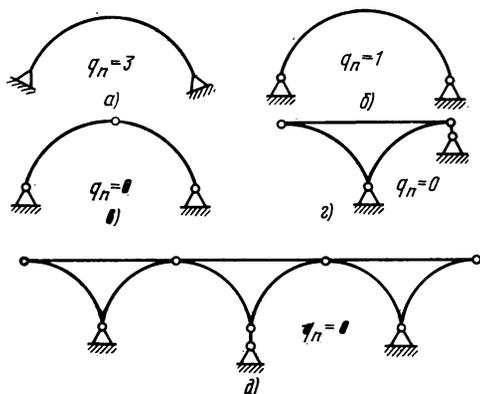
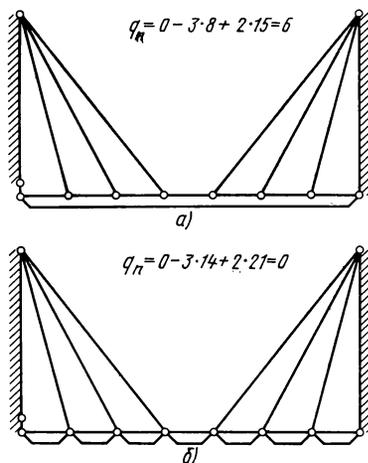


Рис. 6.35. Арочные мосты

Рис. 6.36. Вантовые мосты:

а — неправильная схема с избыточными связями;
 б — правильная



пилоны. Их вес не нагружает пролетное строение и не влияет на расчетные изгибающие моменты. Поэтому пролетное строение получается очень легким, и висячие мосты могут строиться для очень больших пролетов. К достоинствам висячих мостов относится также удобство монтажа путем подвешивания элементов проезжей части к уже натянутым канатам.

Для упрощения в дальнейшем будем рассматривать только один пролет моста, пользуясь плоской схемой.

Висячие мосты применяются двух типов: с прямыми канатами, расходящимися веером от места закрепления их на пилоне (рис. 6.36, а и б) — вантовые мосты, и с цепными канатами, протянутыми от одного пилона к другому по веревочному многоугольнику, близкому к цепной линии (см. рис. 6.38, а и б), — цепные или кабельные мосты.

При прямых канатах и проезжей части, выполненной в виде жесткой балки (рис. 6.36, а), как показывает расчет по структурной формуле, число избыточных связей равно числу канатов. Это привело к тому, что многие мосты, построенные по этой схеме, оказались неработоспособными, и их пришлось переделать. Устранить избыточные связи можно устройством шарниров в балке проезжей части (рис. 6.36, б). Здесь каждый шарнир устраняет одну избыточную связь, поэтому их число должно равняться числу канатов. При правильном исполнении такой шарнир, который должен быть рассчитан на очень малый угол поворота, не будет мешать езде (это не тепловой шов). Кроме того, шарниры уменьшат расчетные моменты балки проезжей части, что уменьшит ее массу.

Пешеходные мосты небольшого пролета целесообразно делать из бревен, используя в качестве вант списанные крановые тросы (рис. 6.37, а и б). Бревна можно соединять тройниками, сваренными из труб (рис. 6.37, а), а при очень малых пролетах — просто «плотничными» соединениями (рис. 6.37, б).

В висячих мостах цепного типа, в случае жесткой балки проезжей части (рис. 6.38, а), получается одна избыточная связь. Распределение нагрузки между висячей системой и балкой получается статически неопределимым. Для ее устранения балку проезжей части делают из двух частей, соединенных шарниром (мосты Шварца), дающим угловую и линейную подвижности, как тепловой шов (рис. 6.38, б).

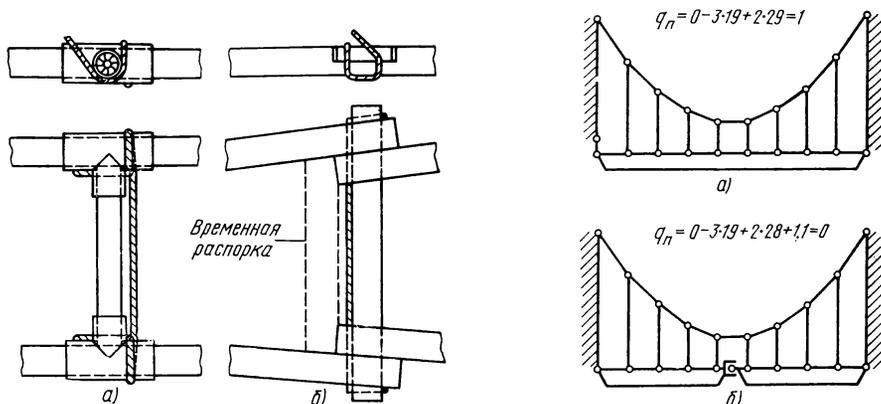


Рис. 6.37. Деревянные конструкции для малых пешеходных мостов:

а — со сварными трубчатыми тройниками; б — с плотничными соединениями

Рис. 6.38. Цепные мосты

Недостаток этой схемы заключается в том, что при тепловых деформациях несущего каната у него изгиб происходит в одном шарнире — над шарниром балки, что может привести к усталостным явлениям. Ослабить этот недостаток можно путем применения четного числа тяг, поддерживающих проезжую часть. Тогда изгиб распределится между двумя шарнирами (рис. 6.38, б). При больших пролетах (а встречаются и больше километра) и неравномерной нагрузке момент, изгибающий балку проезжей части, будет очень велик, что, конечно, сильно утяжелит эту балку. Избежать этого можно, если ввести дополнительные шарниры (рис. 6.39, а и б).

Если шарниры поставить под всеми вертикальными тягами, то возникнут вредные подвижности, число которых на единицу меньше числа вертикальных тяг. Такая конструкция встречается в малых пешеходных мостах, у которых выполнить жестким нижний пояс практически невозможно. Избежать этого можно, если вместо каждой вертикальной тяги установить две наклонные (рис. 6.39, б). Такая схема применена для моста через Босфор в Стамбуле. Правда, там нет шарниров в проезжей части. Конечно, тяги не могут передавать сжимающих усилий. Поэтому схема должна быть так рассчитана, чтобы всегда и все тяги были нагружены только растягивающими силами.

В схеме рис. 6.39, б получилось очень большое число шарниров на балке проезжей части. Это усложняет конструкцию и не позволяет полностью использовать прочность и жесткость этой балки.

Очевидно, целесообразно вводить шарниры не под всеми вертикальными тягами, а под частью их, например, через одну, как на рис. 6.40 (через две и т. д.).

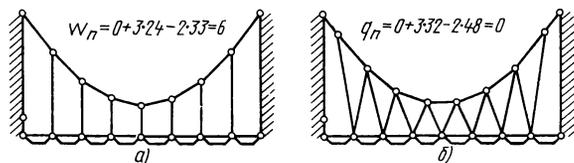


Рис. 6.39. Цепные мосты:

а — с вредными подвижностями (на одну меньше числа вертикальных тяг); б — правильная с двумя тягами на каждый промежуточный шарнир

При этом на каждый шарнир необходимо вводить одну тягу. Расположение этих тяг следует выбирать из условия наилучшего распределения сил.

Можно применить схему с несколькими цепями на одну сторону моста (на рис. 6.41, *a* — три), причем на каждой цепи вертикальными тягами подвешено одно жесткое звено проезжей части моста.

Каждая группа из цепи, вертикальных тяг (независимо от их числа) и звена проезжей части имеет на плоскости две подвижности. Чтобы их устранить, можно поставить шарнир (крайние группы на рис. 6.41, *a*) или соединить его с другими звеньями поводком и высшей парой (средняя группа на рис. 6.41, *a*).

Применение двух цепей (на одну сторону) с разными стрелами, каждая из которых поддерживает все звенья проезжей части, бесполезно (рис. 6.41, *б*). Подсчет по структурной формуле (1.2) показывает, что число вредных подвижностей не уменьшается, а только появляется избыточная связь.

Верхний пояс висячих мостов выполняется цепным или канатным (последний обычно в мостах с очень большими пролетами). Цепной пояс выполняется из нескольких листов, соединенных шарнирами, поэтому он получается статически неопределимым. Это требует большой точности выполнения длин элементов звеньев. При канатной конструкции верхнего пояса нагрузка распределяется между многими канатами, а в каждом канате распределяется между отдельными проволоками. Поэтому важно хорошо продумать конструкции крепления канатов, чтобы распределение нагрузки было равномерным.

Разводные мосты. Они бывают следующих видов:

откатные, в которых пролетное строение получает поступательное перемещение в горизонтальном или близком к горизонтальному направлению;
поворотные, в которых пролетное строение вращается вокруг вертикальной оси;
раскрывающиеся, в которых пролетное строение вращается вокруг горизонтальной оси;
откатно-раскрывающиеся, в которых пролетное строение вращается вокруг горизонтальной оси, получающей перемещение в горизонтальном направлении;
вертикально-подъемные, в которых пролетное строение движется поступательно в вертикальном направлении [11].

Поворотные мосты. В обычной конструкции применяется горизонтальный электродвигатель с системой цилиндрических передач и конической передачей на ведущее зубчатое колесо последней ступени. В такой конструкции нетехнологичны коническая передача и послед-

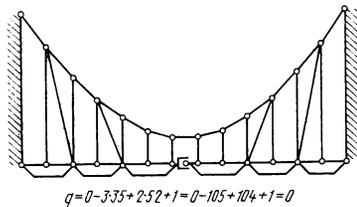
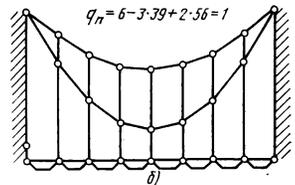
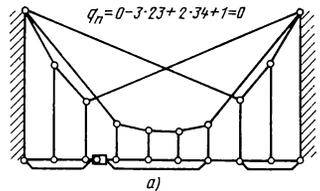


Рис. 6.40. Цепной мост с шарнирами через одну вертикальную тягу

Рис. 6.41. Цепной мост:

a — с тремя цепями, к каждой из которых вертикальными тягами подвешено одно жесткое звено проезжей части; *б* — с двумя цепями с разными стрелами (неправильная схема, не уменьшающая числа вредных подвижностей)

няя ступень из-за очень большого зубчатого колеса. Конической передачи можно избежать, применив двигатель с вертикальным валом (фланцевый) и выполнив оси всех промежуточных колес вертикальными.

Последнюю ступень целесообразно выполнить цевочной — тогда можно обойтись без огромного зуборезного станка. Сверление дыр под цевки, а также делительную операцию можно выполнять на том же карусельном станке, на котором проводилась обточка. Зубчатое колесо можно сделать эвольвентным, используя приближенную теорию Р. В. Бесчастнова [3] и применив стандартный зуборезный инструмент. Чтобы получить хороший линейчатый контакт зубьев, надо воспользоваться приемом, указанным в разд. 4.4.

Раскрывающиеся и откатно-раскрывающиеся мосты. В этих мостах стало законом опирать каждый вал на два самоустанавливающихся подшипника, которые не дают избыточных связей.

Раскрывание моста производится ведущими шестернями, зацепляющимися за зубчатый сектор, прикрепленный к хвостовой части ферм. Обычно применяются две фермы, и для равномерного распределения нагрузки между зубчатыми секторами в приводе ставится дифференциал — как правило, конический.

Гораздо проще (вместо дифференциала) уравнивать нагрузки на зубчатые секторы, используя осевые усилия косозубых колес (как это делается в передачах с елочным зубом). Для этого последний вал «общего» привода надо делать с осевой подвижностью и ставить на него зубчатые колеса: одно — правоспиральное, а другое — левоспиральное.

Вертикально-подъемные мосты. Направлять поступательно движущуюся пролетную часть моста ползуном невозможно, так как он имел бы огромные размеры. Поэтому приходится применять многие механизмы: канатные, роликовые и др. и важно согласовать связи, которые они закладывают на подъемную часть. Условимся группой канатов называть канаты, соединенные балансиром, выравнивающими их нагрузки. Каждая группа накладывает одно линейное вертикальное условие связи. Для статической определенности (отсутствие избыточных связей) может быть не больше трех групп — трех параллельных сил. Три группы канатов фиксируют пролетное строение в вертикальном направлении, вокруг поперечной и вокруг продольной оси, т. е. обеспечивают горизонтальность плоскости, проходящей через верхние (или нижние) пояса ферм. К сожалению, конструкция моста требует четырех групп канатов, расположенных по углам фермы (в плане); одна получается лишней и дает избыточную связь.

В мостах применяют приводы с канатоведущими шкивами или приводы с приводными барабанами. В первом случае шкивами служат блоки, поддерживающие подвесные канаты, на которых висят противовесы (обычно два), уравнивающие пролетное строение. Два шкива, расположенные на одной башне, получают вращения от одного электродвигателя с помощью общего механического привода. Привод шкивов второй башни соединяется с приводом первой башни с помощью «электрического вала». Следовательно, все четыре шкива, а с ними и четыре группы канатов получают одинаковое перемещение. Возникает одна избыточная связь, но она не вредна, так как вызывается только силой трения, а за счет неизбежного проскальзывания будет самовыравнивание.

При канатоведущих барабанах привод осуществляется специальными рабочими канатами, концы которых закрепляют в барабанах. Поэтому самовыравнивания быть не может, а необходима регулировка. Избыточную связь можно устранить постановкой в приводе одного дифференциала, но это усложняет конструкцию. Второй дифференциал ставить имеет смысл только в том случае, если угловую связь вокруг продольной оси желают передать на направляющие ролики.

Выше было сказано, что канаты дают пролетному строению три условия связи, а нужно шесть. Если считать, что каждый ролик будет парой I_2 , т. е. дает одно

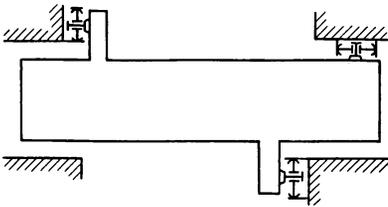


Рис. 6.42. Направляющие ролики вертикально-подъемного моста

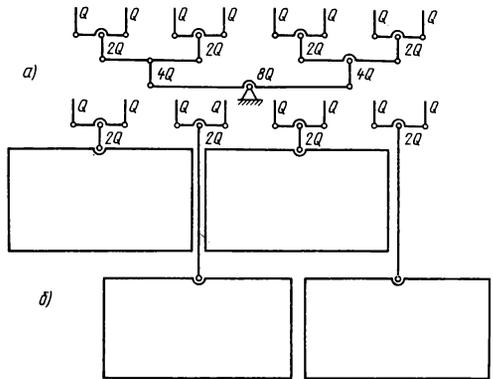
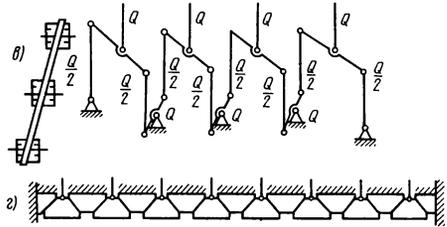


Рис. 6.43. Уравнительные механизмы для канатов вертикально-подъемных мостов: а — обычный рычажный; б — комбинированный; в — с косыми, одинаково нагруженными рычагами; г — клиновой



условие связи, то потребуется три направляющих ролика (рис. 6.42).

В исполненных конструкциях встречается 12 роликов, расположенных в двух горизонтальных плоскостях (друг над другом): в плоскости верхнего пояса фермы и в плоскости нижнего пояса. По сравнению с приведенными конструкциями схема на рис. 6.42 проще на девять роликов и обеспечивает лучшую работу привода благодаря отсутствию натягов и перегрузок, вызванных избыточными связями.

В вертикально-подъемных мостах противовесы подвешиваются на большом числе канатов. Их число доходит до 80 и более. Для равномерного распределения нагрузки необходим уравнительный механизм. Наиболее распространенным является механизм с равноплечими рычагами. На рис. 6.43, а показан механизм для восьми канатов. С ростом числа канатов в нем катастрофически увеличиваются нагрузки на шарниры (показаны на рисунке), размеры и моменты, изгибающие рычаги и габарит по высоте. Поэтому такой механизм вряд ли применим при числе канатов больше восьми.

Теоретически возможно на каждый канат ставить отдельный противовес. Достоинство такой конструкции состоит в том, что трение в уравнительном механизме не будет нарушать распределение нагрузок между канатами, а недостаток в том, что противовесы получаются в виде тонких плит, что удорожит конструкцию.

Целесообразен промежуточный вариант (рис. 6.43, б). В нем канаты соединены балансиром попарно и на каждую пару канатов применен отдельный противовес. Противовесы расположены в шахматном порядке. Поэтому они получаются достаточно конструктивными.

Можно применить один общий противовес (рис. 6.43, в), но тогда балансиры надо ставить как на канатах, так и на шарнирах противовеса, который на рисунке условно рассматривается как стойка. Балансиры получаются косые (показаны слева на рис. 6.43, в), но все совершенно одинаковые и с одинаковыми и небольшими

нагрузками — всего Q и $\frac{Q}{2}$, а не $8Q$, как на рис. 6.43, а. Изготовление их (сваркой)

достаточно простое. Габарит по высоте небольшой, да и сумма нагрузок на шарниры значительно меньше, чем на схеме рис. 6.43, а. Наконец, можно применить клиновый уравнительный механизм (рис. 6.43, з). Канаты (8 шт.) прикреплены к рабочим клиньям. Между рабочими клиньями располагаются промежуточные, опирающиеся на противовес, и подвижные в горизонтальном направлении. Недостатком такого механизма является большое трение.

6.12. КОЛОДОЧНЫЕ ТОРМОЗА

В тормозах избыточные связи особенно вредны. Они вызывают неравномерную нагрузку обшивки колодок (феродо). Отсюда неравномерный и повышенный износ и подгары. Но, главный вред заключается во влиянии избыточных связей на тормозной момент. Если сильно «берет» участок феродо, ближайший к оси вращения колодки (малое плечо), то будет большая сила нажатия, большой тормозной момент и возможность заклинивания колеса. Наоборот, если сильнее прижимается участок, удаленный от оси, то тормозной момент будет слабым. Следовательно, тормозные моменты на правом и левом колесе могут быть различными. Отсюда возможность заносов автомобиля, серьезных аварий. Чтобы избежать этого, производят обточку обшивки колодок в сборе с мостом, которая увеличивает расход феродо и трудоемкость изготовления. Это не спасает положение (на случай смены колодок при ремонте), так как в гаражных условиях обточку в сборе произвести невозможно.

На рис. 6.44 показан тормоз самосвалов 540А на 27 т и 548А на 40 т. Такие же тормоза были на машинах АМО-3, Мерседес-Бенц и Я5. В нем четыре контура. Барабан условно считаем неподвижным, а колодки прижатыми. Подвижности в контурах, которые рассматриваем попарно, показаны внизу на том же рисунке. Барабан принимаем за стойку. В механизме две подвижности: в паре В проскальзывание двух роликов. Избыточных связей девять.

В двух контурах $OABC$ не хватает одной подвижности f'_x . Это вызовет неодинаковое нажатие передней и задней колодки. В тех же контурах не хватает двух подвижностей f''_y . Это обычные избыточные связи для кулачков с линейчатым контактом. Их легко устранить применением желобчатых роликов или кулачков.

В контурах CD не хватает двух подвижностей f'_y . Это самые вредные избыточные связи, так как они влияют на тормозной момент. Еще не хватает двух подвижностей f''_x и двух f''_y — соответствующие избыточные связи приведут к неравномерному износу феродо.

На рис. 6.45 показан тормоз самосвала 549 на 75 т с гидравлическим приводом. Избыточные связи, которые были в контурах $OABC$ на рис. 6.44, здесь отпали, но зато все шесть избыточных связей, которые создавали неравномерный тормозной момент и неравномерный износ обшивки, остались.

Рассмотрим, как устранить избыточные связи (см. рис. 6.44). Недостающие подвижности f'_y , f''_x и f''_y можно получить, соединив колодку с рычагом шарниром III'_2 (рис. 6.46). Подвижность f'_y заменится подвижностью f'_z , которую дает этот шарнир. Так обычно делают в крановых тормозах, правда, ставят не шарнир III'_2 , а V_2 , т. е. остаются угловые избыточные связи. В железнодорожных тормозах большинство шарниров вследствие больших зазоров можно рассматривать как III'_4 . Поэтому избыточных связей там нет.

В автомобильных тормозах для получения подвижности f'_y следует колодку ставить на поводок III'_2 , III'_2 (рис. 6.47). Линейная подвижность f'_y заменится подвижностью f'_z и поворотом поводка. Одновременно сферические шарниры поводка дадут подвижности f''_z и f''_y .

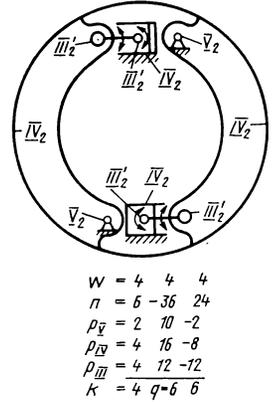
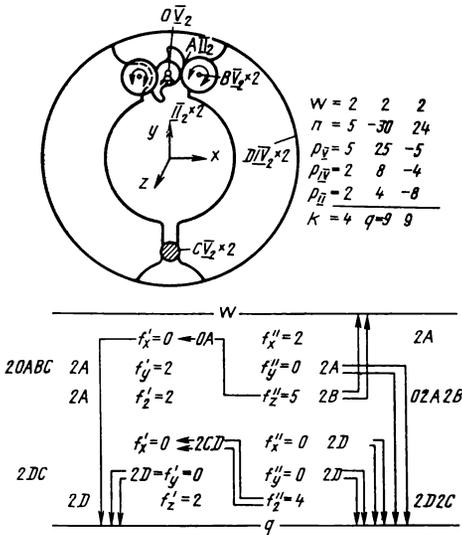


Рис. 6.44. Тормоз самосвалов 540А на 27 т и 548А на 40 т Белорусского автозавода

Рис. 6.45. Тормоз самосвала 549 на 75 т Белорусского автозавода

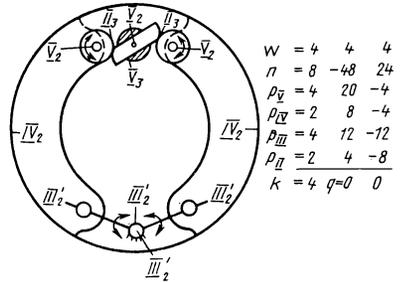
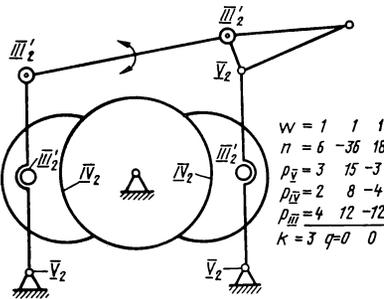


Рис. 6.46. Крановый тормоз

Рис. 6.47. Двухколодный самоуставляющийся тормоз

Недостающую подвижность f'_x (см. рис. 6.44) получим, соединив кулачок с тормозным валом поступательной парой V_3 (рис. 6.47). Избыточные связи в кулачке легко устранить, применив желобчатый ролик с парой II_3 . Получится механизм, весьма близкий к тормозу автомобиля ГАЗ.

В механизме тормоза с гидравлическим приводом автомобиля «Жигули» задача получения подвижности f'_y решена применением пары II_3 между поршнем и колодкой (рис. 6.48). Подвижности f''_x и f''_y получены за счет подвижностей в парах В и С. Подвижности в контурах даны на рис. 6.48 для одной колодки.

При самоустанавливаемом тормозе можно получить равномерный износ колодок (рис. 6.49). Для этого сила Q_1 между барабаном и колодкой должна проходить

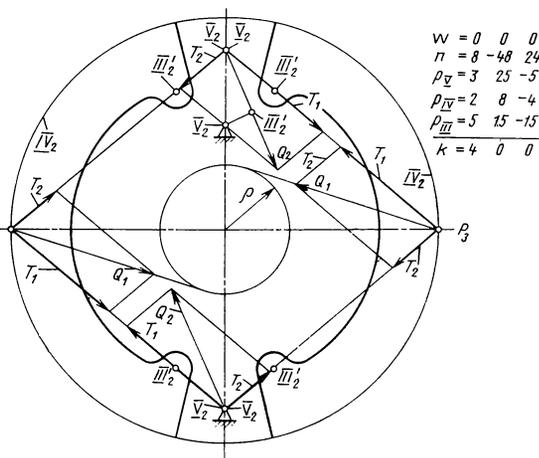
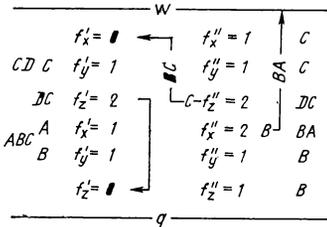
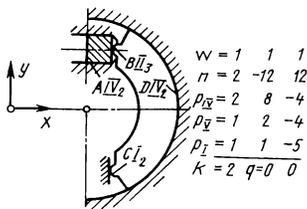


Рис. 6.48. Самоустанавливающийся тормоз заднего колеса автомобиля «Жигули»

Рис. 6.49. Самоустанавливающийся тормоз с равномерным износом колодок

через середину окружности колодки, т. е. точку P_{II} для передней колодки или P_3 для задней. На колодку действуют три силы Q_1 барабана и T_1 и T_2 от поводков. Из условия их пересечения в одной точке P_{II} должны пересекаться поводки $V_2III'_2$ и V_2III_2 . Аналогично и для задней колодки. Сила Q_1 пойдет

касательно к кругу трения радиуса ρ барабана. Радиус $\rho = \frac{4}{\pi} fR$ (R — радиус ба-

рабана; f — коэффициент трения), т. е. этот радиус определяется коэффициентом трения. Направление силы Q_1 определяют силы T_1 и T_2 . Ту же задачу равномерного износа можно решить, применяя в верхнем узле (см. рис. 6.49) вместо поводкового механизма кулачковый, правда, кулачок будет несимметричный. В тормозе равномерная нагрузка колодок выполняется только на переднем ходу. На заднем ходу она нарушается, что, правда, не имеет практического значения, так как износ при этом незначителен.

Колодочные тормоза с самоусилением. В таких тормозах можно силу трения одной колодки использовать для усиления нажатия другой колодки. Это позволяет уменьшить работу нажатия на 50%, хотя равномерность износа уже нарушится. Поэтому целесообразно при конструировании предусмотреть возможность переворачивать колодки и менять их местами. Такой принцип работы будем называть самоусилением.

На рис. 6.50,а показан самолетный тормоз одностороннего вращения. В нем четыре избыточные связи, которые и привели к очень плохой работе. У главной колодки не хватает подвижностей f'_x, f''_x и f''_y , так же как на рис. 6.44 и 6.45. Чтобы их получить, надо колодку ставить на поводок III'_2V_2 (рис. 6.50). У вспомогательной колодки не хватает подвижности f'_y . Чтобы ее получить, надо колодку соединить с поршнем с помощью поводка III'_2V_2 (рис. 6.50,б).

Тормоз с гидравлическим приводом двустороннего вращения показан на рис. 6.51. На заднем ходу главная и вспомогательная колодки меняются местами. Поэтому делают два гидравлических привода — обычно в общем цилиндре, из ко-

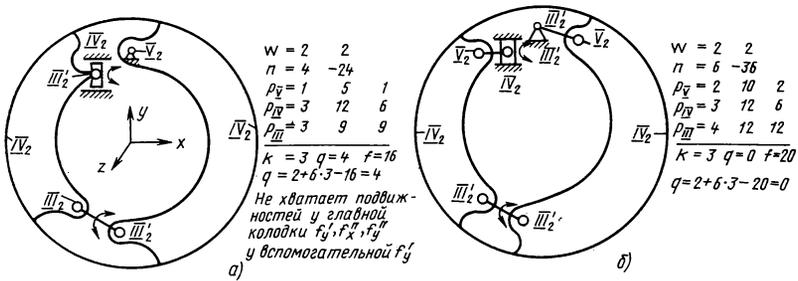


Рис. 6.50. Самолетный тормоз одностороннего вращения:

а — неправильная схема с четырьмя избыточными связями; б — схема с самоустанавливающимися колодками

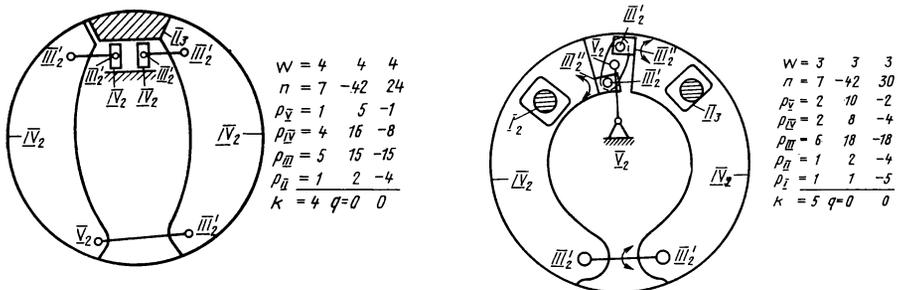


Рис. 6.51. Тормоз двустороннего вращения с гидравлическим приводом и самоусилением

Рис. 6.52. Тормоз двустороннего вращения с механическим приводом и самоусилением

торых для каждого направления вращения работает один, что является недостатком этой схемы. Классы кинематических пар для $q = 0$ показаны на рис. 6.51.

Тормоз с механическим приводом двустороннего вращения показан на рис. 6.52. Тормозной вал — плавающий на коромысле V_2V_2 . На нем установлены два сухара $III_2III'_2$, которые при торможении распирают колодки (плавающий вал можно применить и в тормозе на рис. 6.47). Упорами колодок служат стержни с шайбами, которые входят с зазором в радиальные пазы. У главной колодки, которая при торможении упирается в стержень, это соединение будет II_3 . У вспомогательной колодки, у которой остается зазор между стержнем и пазом, это соединение будет I_2 . Остальные кинематические пары для рациональной схемы показаны на рис. 6.52.

6.13 ТЕЛЕЖКИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

На электровозах, тепловозах и пассажирских вагонах как моторных, так и прицепных широкое распространение получили тележки с жесткой рамой. В грузовых вагонах применяют тележки без жесткой рамы, составленные из нескольких звеньев, подвижно соединенных между собой. Обычно это две продольные балки, соединенные буксами с колесными парами, и одна поперечная — шкворневая, опирающаяся на продольные балки через рессоры.

В шарнирных тележках внутренние избыточные связи устранены или, во всяком случае, число их сокращено. Из таких тележек широко известна грузовая тележка Даймонд. В первичном подвешивании у нее нет рессор. Поэтому подвижность, обеспечивающая равномерное распределение нагрузки на четыре колеса (внешняя статическая определенность), обязательна. По той же причине у нее большой неподдресоренный вес, что делает эту тележку непригодной для использования при больших скоростях.

Рассмотрим соединение продольной балки со шкворневой. Вследствие зазора будем считать это соединение как кинематическую пару II_3 кольцевую «шар в трубке». Условимся ось x направлять вдоль тележки, ось y — вертикально и ось z — поперек, т. е. параллельно оси вращения колес. Между колесной парой и рельсами три кинематические пары, работающие параллельно. Получается кинематическое соединение, условие связи которого равняется сумме условий связи (классов кинематических пар).

Для упрощения расчета рассмотрим кинематическое соединение между рельсами и колесной парой. Колесо с неприжатой ребордой будет парой первого класса, которая накладывает одно линейное условие связи по оси y . Колесо с прижатой ребордой накладывает одно линейное условие связи по оси y и одно линейное по оси z . Всего три условия связи, т. е. это соединение третьего класса. В нем наложены линейные связи по осям y и z и угловая вокруг осей y и z , остались подвижности — линейная по оси x и угловые вокруг осей y и z .

Встречаются грузовые тележки Даймонд на подшипниках скольжения. В них применяются вкладыши букс самоустанавливающиеся — подвижные вокруг продольной оси (рис. 6.53). Таблица для подсчета по структурным формулам и распределение подвижностей в контурах даны на этом же рисунке. Подвижность будем обозначать кружком с той же буквой, как и в списке подвижностей.

Здесь три избыточные связи, линейные вдоль поперечной оси z . Эти избыточные связи необходимо рассматривать в связи с конструкцией букс тележки. У тележки Даймонд подшипник закладывается в корпус буксы и передает вертикальную силу через сухарь, верхняя поверхность которого (для самоустанавливаемости подшипника) цилиндрическая с осью, перпендикулярной к оси колесной пары.

Корпус буксы литой, внутри необработанный. Поэтому между ним и подшипником неизбежны большие зазоры. Именно эти тележки Даймонд на подшипниках скольжения получили наибольшее распространение. Несмотря на недостатки — большой неподдресоренный вес, отсутствие раскосов, зазоры и связанные с ними удары, эти тележки себя оправдали в тяжелых условиях грузовых вагонов. Конечно, они непригодны для больших скоростей.

В грузовой тележке на роликоподшипниках в каждой буксе обычно ставят два подшипника с цилиндрическими роликами серии 2000. Поэтому буксу надо рас-

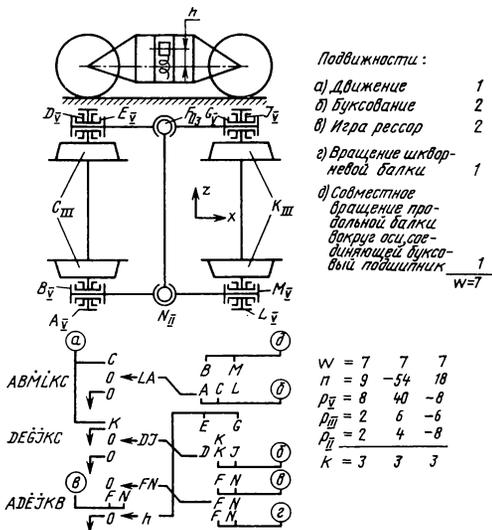


Рис. 6.53. Грузовая тележка на подшипниках скольжения

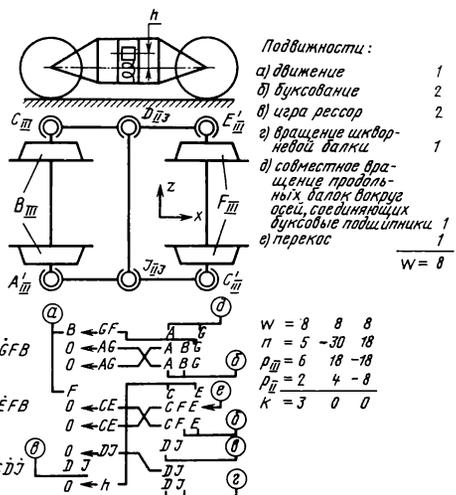
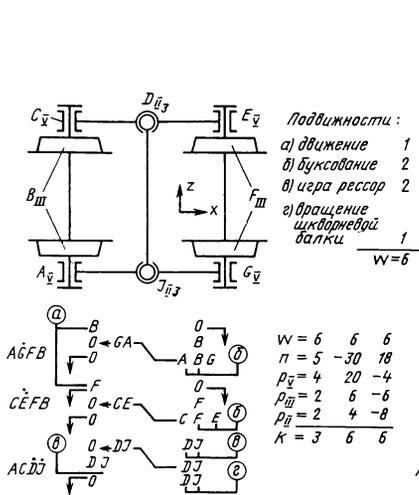


Рис. 6.54. Грузовая тележка на роликовых буксах

Рис. 6.55. Грузовая тележка на сферических роликовых буксах с вредной подвижностью

смагивать как пару пятого класса (рис. 6.54). В этом случае устранится подвижность «д» (см. рис. 6.53), но число избыточных связей увеличится до шести. Неудивительно, что в таких тележках часто ломаются шейки осей.

В ЦНИИ МПС была сделана попытка устранить эти избыточные связи постановкой в каждой буксе одного сферического роликоподшипника серии 3000 (рис. 6.55). Избыточные связи устранились, но число подвижностей возросло до восьми. Даже по сравнению с рис. 6.53 добавилась подвижность «е» — перекас рамы. Она оказалась вредной. Тележка получила беспокойный ход, и от этой схемы пришлось отказаться.

Для устранения вредных подвижностей надо продольные балки соединить с поперечной с помощью рычага KLM (рис. 6.56). Кроме того, в соединении между поперечной балкой и продольными надо добавить поперечные линейные подвижности, т.е. заменить элементы II_3 на I_2 . Подвижность в этой схеме будет равна шести, так же как на рис. 6.54. Преимуществом этой схемы будет также то, что поперечная сила (центробежная сила кузова) распределится поровну между четырьмя буксами. К сожалению, остается одна избыточная связь. Но это, конечно, не шесть избыточных связей, как в обычной грузовой тележке на рис. 6.54.

Наиболее слабым местом в рамах пассажирских тележек является соединение продольных балок с поперечными (рис. 6.57).

Особенно плохо обстоит дело с горизонтальными силами, перекашивающими раму и создающими моменты вокруг вертикальной оси в соединении продольных балок с поперечными. Этот момент практически передается только горизонтальными листами, которые приходится значительно усиливать, утяжеляя раму.

Вертикальные листы поперечной балки, которые хорошо могут передавать момент вокруг вертикальной оси, в работе соединения не участвуют вследствие прогиба вертикальных листов продольной балки.

Конструкцию рамы с поперечной балкой в виде круглой трубы, врезанной

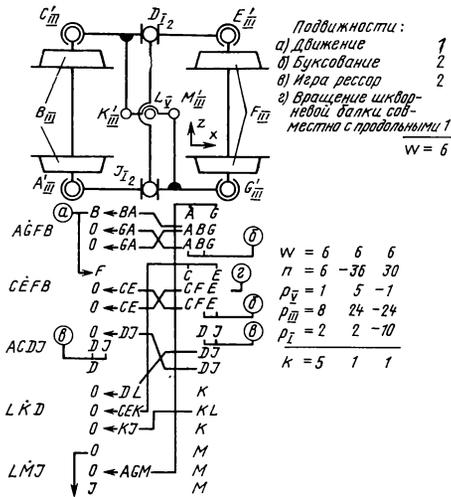
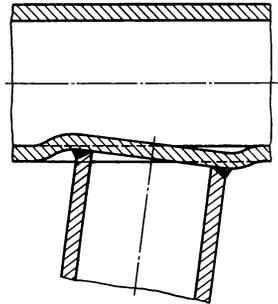


Рис. 6.56. Грузовая тележка (рекомендуемая)

Рис. 6.57. Схема деформаций в соединении трубчатых балок — продольной и поперечной



в продольную балку, примененную на электровозе «Ф», тоже нельзя признать хорошей. В ней продольная балка сильно ослаблена и приходится уменьшать сечение поперечной.

Двуглавые балки могли бы передать в соединении тот же момент, который они передают в целом сечении. Однако открытые сечения плохо работают на кручение. Это и подтвердилось на листовых рамах, которые себя не оправдали.

Соединение балок нагружается еще моментом вокруг поперечной оси, вызванным весом консольно подвешенного двигателя, который ухудшает работу соединения.

Надежную и долговечную конструкцию можно сделать, устранив моменты, передаваемые в соединении балок. Для этого надо поставить шарнир (или гибкое соединение), а момент передавать через другие, более пригодные для этого звенья — диагональные раскосы. Шарниры для устранения нагружающих моментов применяются в авиации для соединения лопасти несущего винта со ступицей (см. рис. 3.13).

Принято считать статически неопределимую систему более выгодной. Это основано на том представлении, что балка, лежащая на двух опорах, изгибается большим моментом, чем балка с заделанными концами. Такое сравнение неверно, так как первая балка не развивает момента в заделке, а вторая развивает момент, который разрушает рамы тележек.

Если статически определимую балку выполнить с нагружением опор моментами, то правильным выбором мест расположения шарниров можно даже получить меньшее значение изгибающего момента, чем у статически неопределимой. Можно в требуемом месте уменьшить или совсем устранить изгибающий момент. Это и следует сделать в конструкциях рам тележек.

Определим число избыточных связей в тележке с жесткой рамой. Внешних избыточных связей в тележке одна, так как число колес равно четырем. Внутренних избыточных связей шесть на каждый контур. В Н-образной открытой раме на один контур их шесть; в Н-образной закрытой на три контура внутренних избыточных связей 18.

Рис. 6.58. Тележка стокгольмского метрополитена

Сравнение балок и ферм. Существенный выигрыш в массе тележки может дать применение фермы вместо балки. Сравним их для случая нагружения вертикальными силами. Балку возьмем трубчатую прямоугольного сечения, которую применяют чаще всего. У балки полностью используются горизонтальные листы, вертикальные же в 3 раза хуже.

У фермы пояса используются полностью. Кроме того, высота фермы может быть намного больше высоты балки, поэтому ферма значительно выгоднее балки.

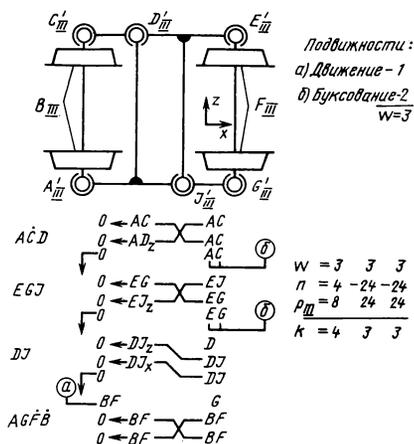
Диагональные раскосы, которые разгружают соединение продольных и поперечных балок от момента вокруг вертикальной оси, очень давно применяют в тележках Пульмана, Фетте и др.; они себя хорошо зарекомендовали.

Целесообразно ферму применять и для передач вертикальных сил. По рекомендации В. А. Ракова следует использовать в качестве элемента фермы остов тягового двигателя. Этот стальной литой остов представляет собой кольцо диаметром около 800 мм и сечением 550 × 50 мм (для двигателя ДК-106Б), что по сравнению с продольной балкой 280 × 260 мм является весьма мощным звеном.

Остов тягового двигателя в качестве несущей конструкции применен в электровозе Форда, в электровозе Жакмена и других локомотивных тележках. Применить ферму в конструкциях тележек предлагают также И. В. Астахов и А. И. Кравченко. Для передачи тягового усилия ферма применена Жакменом и А. А. Шацкило (ВЛ-40 № 002).

Шарнирная тележка применена также на вагонах стокгольмского метрополитена (рис. 6.58). Надбуксовые рессоры и люлевное подвешивание на этом рисунке не показаны. Рама тележки состоит из двух Т-образных полурам, соединенных шарнирами. Благодаря этому она может перегибаться относительно оси, проходящей через центры шарниров (на рис. 6.58 показана осевым пунктиром), что дает статически определенное распределение нагрузок на четыре колеса. Это преимущество тележки, но не очень большое, так как равномерность распределения, хотя и неполную, дают рессоры. Даже если шарниры считать шаровыми парами III', они дадут избыточную связь — натяг вдоль пунктирной линии, т. е. они дают шесть условий связи, а для вращательной подвижности нужно пять.

Учтем эту избыточную связь и в дальнейшем соединении полурам будем рассматривать как вращательную пару пятого класса. Тогда в механизме будет три независимых контура $k = p - n$, что получается при расчете по структурным формулам, приведенным в таблице на рис. 6.58. Там же дано распределение подвижностей и избыточных связей в контурах. В тележке имеются еще две линейные избыточные связи — это натяги вдоль осей колесных пар. Правда, они не вредны, так как смягчаются упругостью буксовых узлов. Поэтому по избыточным связям тележка неплохая. Однако с прочностью обстоит дело неблагоприятно. Это следует из сравнения ее с обычной Н-образной тележкой, в которой моменты, вызываемые горизонтальными, перекашивающими раму силами, воспринимают четыре узла соединения продольных балок с поперечными, а в стокгольмской тележке только два, что очень невыгодно.



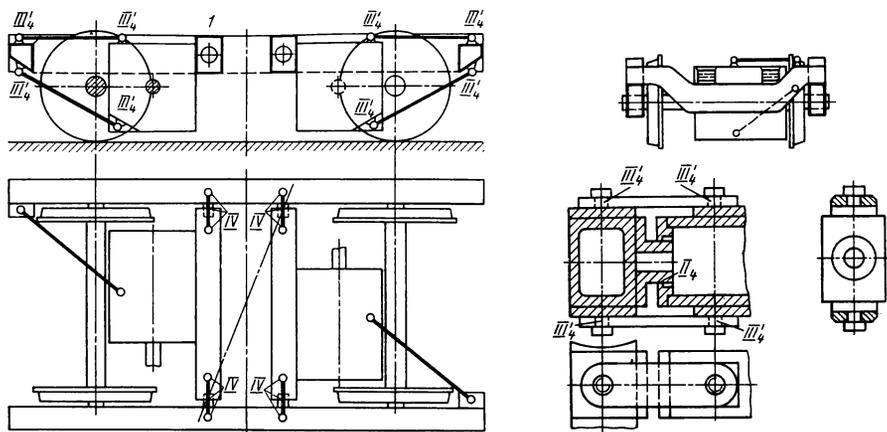


Рис. 6.59. Двухосная тележка с несущим остовом тягового двигателя

Рис. 6.60. Варианты конструкции соединения продольных и поперечных балок

Предлагаемые схемы двухосных тележек¹. Рациональные схемы рам тележек можно выполнить с внутренней и внешней статической определенностью или только с внутренней статической определенностью. В первом случае обеспечивается равномерная нагрузка всех четырех колес независимо от состояния рессор, но тележка получает местную подвижность — должна перегибаться около косо́й оси. При выполнении шарниров на резиновых блоках или в виде гибких пластин можно получить конструкцию, работающую без износа, пригодную для работы на больших скоростях вследствие отсутствия зазоров.

Рассмотрим сперва этот вариант (см. рис. 6.59). Каждая тележка состоит из двух «половинок», соединенных между собой шарнирно (как и в стокгольмской тележке).

«Половинка» состоит из продольной балки и шарнирно соединенной (IV_3) с ней поперечной. С поперечной балкой неподвижно соединен тяговой двигатель, который, в свою очередь, двумя тягами с шаровыми шарнирами (III_4), служащими раскосами фермы, расположенными одна горизонтально, а другая наклонно, соединен с продольной балкой. Получается жесткая конструкция — в ней только две местные подвижности вращения тяг вокруг своих осей.

Соединение продольной балки с поперечной разгружено шарниром от передачи момента. Ферма получается весьма мощной при высоте тягового двигателя около 800 мм. В ней нет избыточных связей, что можно проверить по структурной формуле (1.1). Считая стойкой продольную балку, получим $q = 2 - 6 \cdot 3 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 4 = 0$.

Нагрузки тяг невелики. При часовом токе двигателя нагрузка верхней горизонтальной тяги равна 944 кгс, а нижней 1250 кгс. Если соединения «половинок» между собой и с колесными парами выполнить такими кинематическими парами, как показано на рис. 6.60, то получим тележку без избыточных связей.

¹ Решетов Л. Н. Двухосная тележка локомотива с индивидуальным приводом. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1974, № 33, авторское свидетельство № 442104.

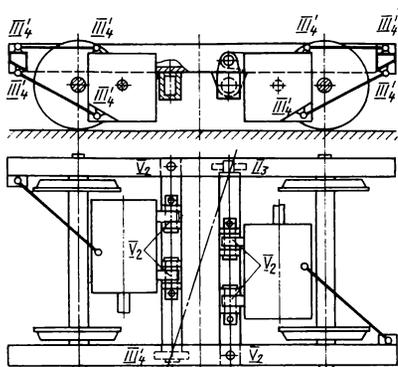
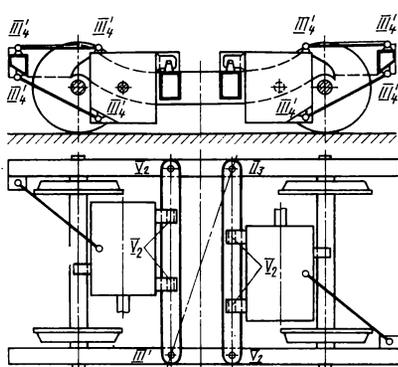


Рис. 6.61. Тележка с несущим остовом



ля и с шарнирным соединением его с поперечной балкой

Рис. 6.62. Тележка с несущим остовом двигателя

утыми поперечными балками

Кинематические пары четвертого класса (см. рис. 6.60) можно выполнить из кольцевой пары, накладывающей два условия связи, и двух поводков, накладывающих по одному условию связи. Для пары третьего класса нужен один поводок. Пара второго класса — без поводков. Таким образом, конструкции унифицированы. Буксовые подшипники целесообразно сделать различными. В буксах, расположенных под фермами, поставить упорные подшипники, воспринимающие удары на реборды в обоих направлениях (III'). Другие буксы (III_3) выполнить с осевой подвижностью и разгрузить продольную балку от ударов на реборды. Тогда будут ненужными концевые связи продольных балок и тележка дополнительно облегчится.

Вместо двух диагональных тяг можно поставить кронштейн. С двигателем его надо соединить парой V_2 , а с продольной балкой — шаровой III'_2 . Поставить его надо диагонально, чтобы он служил раскосом. Этим он будет отличаться от конструкции А. И. Беляева, в которой кронштейн состоит в продольной плоскости, и потому он не может служить раскосом фермы.

В целях большей технологичности можно перераспределить подвижности в соединениях (см. рис. 6.61). Сложное и тяжелое неподвижное соединение двигателя с поперечной балкой можно заменить шарнирным V_2 на валиках. Тогда и соединение продольной балки с поперечной придется делать вращательной парой V_2 , которая более простая, чем пара IV .

Тележка, изображенная на рис. 6.61, выгодна еще и тем, что соединения продольных и поперечных балок ближе к плоскости колесных пар, в которой действуют горизонтальные силы, потому здесь меньше выворачивающие моменты. Единственным недостатком

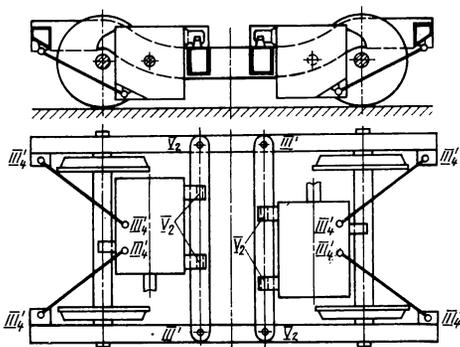


Рис. 6.63. Жесткая тележка с несущим остовом двигателя

десь является то, что поперечная балка крепится к продольной снизу. Его можно избежать (см. рис. 6.62), но тогда балки придется делать изогнутыми.

В тележках на рис. 6.59, 6.61, 6.62 одна из тяг, крепящих двигатель, проходит под осью колесной пары. Чтобы выкатить колесную пару (например, при перегонке бандажей), надо двигатели распереть домкратом. Тогда обе тяги можно будет легко снять.

Рассмотрим тележку со статической определенностью только внутренней (см. рис. 6.63). Она должна быть жесткой, пространственной, статически определенной фермой. Для получения такой схемы надо обе тяги, крепящие двигатель, расположить снизу и прикрепить к обоим продольным балкам. Нагрузки в этих тягах будут еще меньше, чем на рис. 6.59, и будут составлять всего 625 кгс при часовом токе.

6.14. ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Блок следует устанавливать на один подшипник качения, а не на два.

У двухчелюстного грейдера нельзя допускать, чтобы оси тяг пересекались в одной точке.

Колеса крановых тележек должны самоустанавливаться как в вертикальном, так и в горизонтальном направлении. Особенно самоустанавливаемость важна для строительных кранов, где точность пути много меньше. В мостовых кранах самоустанавливаемость увеличила срок службы колес с 2—3 месяцев до нескольких лет. Механизм складывающейся стрелы особенно важно выполнить самоустанавливающимся, так как вследствие больших размеров трудно его изготовить достаточно точно.

В механизмах лифтов, чтобы избежать быстрого износа канатоведущих шкивов, целесообразно на противовесе ставить второй уравнительный механизм. Направляющие башмаки у кабины необходимо делать самоустанавливающимися. Противовес направлять тремя, а не шестью башмаками. Надо устранить избыточные связи и в механизме подъемного пола, что особенно важно для безопасности детей, из-за малой массы которых механизм мог бы не сработать.

В роликовых опорах вращающихся печей самоустанавливаемость увеличивает долговечность футеровки роликов и их подшипников и позволяет избежать огромной зубчатой передачи, выполняя вместо привода к барабану привод к роликам. Уравнительный механизм можно выполнить рычажным, гидравлическим и пневматическим (на воздушных подушках). В последнем потери в трубопроводах обратно пропорциональны пятой степени диаметра и кубу рабочего давления, что позволяет выполнить их достаточно малыми.

В мостах устранение избыточных связей позволяет избежать вредных напряжений при неравномерной осадке опор и неравномерном нагреве от солнца ферм и проезжей части.

В вертикально-подъемных мостах число направляющих роликов, которое доходит до 12, можно уменьшить до трех и избежать ненужных нагрузок, расшатывающих опоры. Равномерность нагрузки канатов можно улучшить, разделив противовес на несколько грузов и изменив схему рычажного механизма.

В колодочных тормозах самоустанавливаемость позволяет избежать неравных тормозных моментов правого и левого колеса, что приводит к заносам автомашины. Отпадает необходимость обточки колодок в сборе с мостом, что уменьшает трудоемкость и расход феродо.

В локомотивных тележках слабым местом является соединение продольных и поперечных балок. Самоустанавливаемость позволяет избежать этого соединения, заменив его шарниром и использовав как несущую конструкцию мощный статор тягового двигателя.

1. Алиев Ш. Н. Методы регулирования статической характеристики токоприемников железнодорожного транспорта. — Ученые записки Азербайджанского политехнического ин-та, 1975, сер. X, № 3, с. 142—151.
2. Башга Т. М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. Изд. 4-е. М., Машиностроение, 1967, 495 с.
3. Бесчастнов Р. В. Приближенное профилирование зуба зубчатого колеса при певочном зацеплении. — Труды МВТУ Вопросы теории механизмов и машин, 1958, вып. 77, с. 62—97.
4. Братухин И. П. Проектирование и конструирование вертолетов. М., Оборонгиз, 1955. 208 с.
5. Будыка Е. Ю. Вывод структурных формул механизмов логическим путем. — Известия высш. учеб. заведений, 1976, № 8, с. 71—73.
6. Бушуев В. В., Налетов С. П. Тяжелые зубообрабатывающие станки. М., Машиностроение, 1976. 302 с.
7. Волков Д. П. и Крайнев А. Ф. Трансмиссии строительных и дорожных машин. М., Машиностроение, 1974, 424 с.
8. Гайпель Я. Я. Новая формула для определения числа контуров механизма. — Методический сборник МВО по ТММ, 1975, вып. 3, с. 8—9.
9. Державец Ю. А. О распределении нагрузок среди сателлитов планетарной передачи. — В кн.: Надежность и качество зубчатых передач. М., изд. НИИинформтяжмаш, 1967, с. 138—145.
10. Долинский П. А. Центровка движения судовых дизелей. М., Морской транспорт, 1958. 167 с.
11. Евграфов Г. К. Разводные мосты. М., Трансжелдориздат. 1950, 404
12. Ермак В. Н. Кинематика и кинестатика двухпоточной зубчатой передачи с уравнительным механизмом. — Труды МВТУ Теория механизмов. М., 1973, № 160, вып. 6, с. 126—129.
13. Желиговский А. В. Теория и расчет статически определимых механизмов. — Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1977, № 1, с. 56.
14. Журавлев Г. А., Шахбазов Н. А. Выбор геометрических параметров цилиндрических колес с дугowymi зубьями. — Автомобилестроение, 1970, № 4, с. 34—37.
15. Заблонский К. И., Шустер А. Е. Встроенные редукторы, Киев, Техника, 1969. 176 с.

16. **Заблонский К. И., Шустер А. Е.** Плавно регулируемые передачи. Киев. Техника, 1975. 272 с.
17. **Запорожец О. Л., Кондрашов Ю. Д. и др.** Экспериментальное исследование планетарных редукторов. — Вестник машиностроения, 1976, № 3, с. 57–62.
18. **Кожевников С. Н.** Структура механизмов на подвижном деформируемом основании. — Reprint of the technical university for heavy industry. Miskolc. Hungary, 1976, ser. C Machinery, vol. 33, pp. 93–116.
19. **Кожевников С. Н., Есипенко Я. И. и Раскин Я. М.** Механизмы. М., Машиностроение, 1976. 784 с.
20. **Кудин В. В.** К вопросу об исследовании движения самоустанавливаемости звеньев квазиплоских рычажных механизмов. — Теория механизмов. 1973, вып. 6, с. 15–19.
21. **Матвеев В. В.** По вопросу конструкции зубчатых механизмов без пассивных связей. — Вестник машиностроения, 1966, № 10, с. 5–7.
Модернизация мостовых кранов / В. В. Вавилов, В. Л. Иванов, А. М. Котович и др. — Вестник машиностроения, 1969, № 3, с. 54.
23. **Мунтеано.** О четырехзвенных механизмах без пассивных связей в смысле Решетова. — Бюллетень Ясского политехнического ин-та, 1950, № 4, с. 31–42.
24. **Одинокоев Ю. Г.** Расчет самолета на прочность. М., Машиностроение, 1973, с. 325–327.
25. **Озол О. Г.** О новой структурной формуле. — Известия высш. учеб. заведений, 1964, № 4, с. 49–58.
26. **Павлова Л. А.** Метод графов в структурном анализе пространственных механизмов. — Технология авиастроения. Уфа, 1976, вып. 1, с. 182–190.
27. **Планетарные передачи.** Справочник. Под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кудряшева. Л., Машиностроение, 1977, 536 с.
28. **Поздняков О. И. и Михиев В. П.** Улучшение токосъема за счет применения кареток с увеличенным свободным ходом. Омск, Зап.-сиб. изд-во, 1970. 24 с.
29. **Попов А. Ф.** Основы контурного строения кинематических цепей и их приложение к определению степеней подвижности. — Научные записки Львовского политехнического ин-та. Львов, 1956, вып. XLIII, сер. машиностр., № 8, с. 158–166.
30. **Решетов Л. Н.** Обозначения на рукоятках коробок скоростей и подач. — Станки и инструменты. 1947, № 3, с. 5–7.
31. **Решетов Л. Н.** Конструирование контактов цепи управления, работающих в тяжелых условиях. — Вестник электропромышленности, 1948, № 12, с. 12–16.
32. **Решетов Л. Н.** Конструирование рациональных механизмов. — Вестник машиностроения, 1958, № 5, с. 3–10.
33. **Решетов Л. Н.** Рациональные конструкции планетарных механизмов. — Вестник машиностроения, 1960, № 4, с. 21–23.
34. **Решетов Л. Н.** Рациональные конструкции промежуточных колес и сателлитов. — Вестник машиностроения, 1964, № 2, с. 15–19.
35. **Решетов Л. Н.** Рациональные схемы многократных и замкнутых механизмов. — Вестник машиностроения, 1964, № 10, с. 13–17.

36. **Решетов Л. Н.** Определение подвижностей и избыточных связей в механизмах. — Известия высш. учеб. заведений. Машиностроение, 1971, № 8, с. 71–79.
37. **Решетов Л. Н. и Соломин В. В.** Проектирование механизма подъемных пружин токоприемников электроподвижного состава. — Известия высш. учеб. заведений. Машиностроение, 1969, № 5, с. 15–20.
38. **Решетов Л. Н. и Павлова Л. А.** К вопросу об устранении избыточных связей в механизме управления регулируемого сопла. — Труды МВТУ Теория механизмов, 1975, вып. 7, № 227, с. 33–37.
39. **Решетов Л. Н. и Шацлло А. А.** О терминологии и классификации тяговых приводов электроподвижного состава и тепловозов. — Труды ВЭЛНИИ. Электровозостроение. Новочеркасск, 1976, т. 16, с. 145–149.
40. **Решетов Л. Н. и Будыка Е. Ю.** К вопросу определения избыточных связей в механизмах. — Известия высш. учеб. заведений. Машиностроение, 1976, № 3, с. 68–70.
41. **Решетов Л. Н. и Будыка Е. Ю.** Взаимодействие связей при последовательном соединении кинематических пар. — Известия высш. учеб. заведений. Машиностроение, 1976, № 4, с. 56–59.
42. **Решетов Л. Н. и Гулида И. И.** Автоматическое выравнивание нагрузок на опоры вращающихся печей. — Механизация и автоматизация производства, 1976, № 6, с. 18–20.
43. **Соломин В. В.** Новый метод выбора рациональных структурных схем механизмов. — Известия высш. учеб. заведений. Машиностроение, 1967, № 8, с. 17–21.
44. **Соломин В. В.** Синтез направляющего механизма токоприемников электроподвижного состава. — Известия высш. учеб. заведений. Машиностроение, 1968, № 11, с. 5–7.
45. **Статически** определяемые мостовые краны / Каталог-справочник. Днепропетровск, изд. Александрийского завода подъемно-транспортного оборудования, 1969, 8 с.
46. **Фахриев М. А.** Кинематика универсального кардана со сферическими парами. — Известия высш. учеб. заведений. Машиностроение, 1966, № 1, с. 16–21.
47. **Чернова Г. А.** Структурное исследование одного планетарного редуктора. — Известия высш. учеб. заведений. Машиностроение, 1978, № 2, с. 74–81.
48. **Шамайденко Н. Е.** О применении кинематических соединений взамен кинематических пар при рациональном проектировании механизмов. — Известия высш. учеб. заведений. Машиностроение, 1964, № 6, с. 26–31.
49. **Шамайденко Н. Е.** Опыт построения схемы образования механизмов. — Труды ВЗМИ. Исследования по динамике механизмов и машинных агрегатов, 1969, вып. IX, с. 194–212.
50. **Шаткус Д. И.** О рациональных конструкциях планетарных механизмов. — Вестник машиностроителя, 1968, № 11, с. 25–26.
51. **Шацлло А. А.** Тяговой привод электроподвижного состава. М., Трансжелдориздат, 1961. 222 с.
52. **Шульженко М. Н.** Конструкция самолетов. М., Машиностроение, 1971, с. 413.
53. **Экспериментальные** исследования типовых планетарных редукторов и мотор-редукторов / Л. С. Бойко, И. П. Горобец, М. В. Осипенко, П. Г. Писарев. —

- В кн.: Конструирование и производство планетарных передач, Алма-Ата, изд. Казахского университета, 1974, сентябрь, с. 228–234.
54. **Электропоезд ЭР9П./Рижский вагоностроительный завод.** Руководство по эксплуатации. М., Транспорт, 1969, с. 135–137.
55. **Яковлев А. И.** Конструкция и расчет электромотор-колес. М., Машиностроение, 1970. 240 с.
56. **Arnaudow K.** Dipl. Ing. Softa. Über einige Grundlagen des Last ausgleiches bei Planetengetrielen. — Maschinenbau Technik, 1963, № 12, H 8, S. 58–62.
57. **Frisch F.** Wien Das Zwillings getriebe eine Neukonstruktion auf den Gebiet der Planetengetriebe. — Österreichische Ingenier Zeitschrift, 1960, № 3, H. 3, S. 11–17.
58. **Fritsch F.** Wien Planetengetriebe. — Österreichische. Ingenier Zeitschrift, 1960, № H. 11, S. 73.
59. **Göttinger I.** Berechnung der Seitenfestigkeit eines Scherenstrom-abnehmer. — Elektrotechnik und Maschinenbau, 1950, № 4.
60. **Shatkus D. I.** Leistungfähige Planetengetriebe. — Konstruktion, 1970, № 22, H. 11, S. 38–47.

А

- Автомат-перекос** кольцевого типа на кардане 128, 129
 — — кольцевого типа на шарнирном подвесе 129
 — — типа «шаук» 126, 127
Анопов Г. А. 241
Аппараты электрические 181—183
Ассур метод 14, 15
 — — ошибки 99

Б

- Барабан канатный** 278 — Привод 278
Блоки 279 — Опоры подшипниковые 279, 280
Бухли механизм 146, 147

В

- Вал** двухопорный на подшипниках скольжения 66 — Схемы опор 10
 — — карданный 277 — Трение 277
 — — коленчатый многоопорный — Применение 65 — Схемы 62
 — — разрезной 64, 65, 66
 — — цельный 65
Вариатор многодисковый 219 — Виды избыточных связей 220 — Механизм уравни-
 тельный 221 — Числа передаточные 220
Вичерта схема моста 9
Вкладыш самоустанавливающийся 66, 67 —
 Особенности конструктивные 67
Водило — Конструкция 270
Волновая передача — см. *Передача волновая*
Волновой редуктор — см. *Редуктор волновой*
Вращающиеся печи — см. *Печи вращающиеся*.

Г

- Гальперина формула** 27
Гарбе котел 10
Гайпель Я. Я. 14, 37

- Генератор газов безвальный** 149 — Связи избыточные 150
Гербера схема моста 9
Гидронасос нерегулируемый с шатунами, вращающимся цилиндрическим блоком и приводом к шайбе 125 — Регулирование производительности 125
 — — с вращающимся блоком цилиндров и неподвижным кулачком 123 — Связи избыточные 123, 124 — Способ регулирования 123
 — — с неподвижным блоком цилиндров 122 — Конструкция 122
 — Связи избыточные в механизме золотника 122
 — — с шатунами и вращающимся цилиндрическим блоком 122, 123 — Связи избыточные 122
Грейфер двухчелюстной 280, 281, 320 — Недостатки 280, 291 — Особенности конструктивные 280 — Связи избыточные 280
 — — многочелюстной 280, 281 — Подвижности 281 — Связи избыточные 281
Грина Ю. А. редуктор 236
Группа двухповодковая с поводками, пересекающимися в одной точке с линией действия заданной силы 115
 — — многоповодковая 114 — Выбор структурной схемы 114, 115, 116, 117, 118, 119, 120, 121 — Применение 118 — Разложение сил по поводкам 120 — Схемы креплений 118, 119, 120 — Условия связи 120 — Условия статической определимости 114, 115, 116, 117, 118
 — — нулевой подвижности — Схемы 100, 101
 — — одноповодковая с поводком, направленным по оси у 114, 115
Группа пятиповодковая с поводками в параллельных плоскостях 117
 — — с поводками, пересекающимися прямою или параллельными этой прямой 118
 — — с точечными парами 117
Группа трехповодковая 99
 — — с параллельными поводками 116
 — — с поводками, расположенными в одной плоскости 116

Группа четырехповодковая 99, 100, 101
 — — все поводки которой пересекают скрещивающиеся прямые xx и yy 117
 — — с поводками в параллельных плоскостях и пересекающими прямую перпендикулярную к этим плоскостям 116
 — — с точечными парами 116, 117
Группа шестиповодковая 118

Д

Двигатель тяговый — Соединения с одномоторной тележкой 63, 64
Дифференциал двойной 216 — Недостатки 216
Дифференциал с коническими сателлитами 214, 215
 — — с двумя 214
 — — с многими 215
 — — с тремя 215
 — — с четырьмя (Торнтон Пауэр Лок) 215
Дробилка гириционная для вторичного дробления 132
 — — Кеннеди 130
 — — Телсмит (без избыточных связей) для первичного дробления 130, 131
 — — Телсмит (без избыточных связей) для вторичного дробления 132

Е

Ермака локомотивный механизм 146
 — — сателлит с самоустанавливающейся опорой 199

Ж

Жакмена привод 225

З

Задвижка 110, 113 — Применение 110
 — — клиновая — Конструкция 111 — Расчет по структурным схемам 111
 — — системы Лудло 111 — Расчет по структурным схемам 111
Зацепление зубчатое — Контакт 12
Звено с местной подвижностью 13 — Равенство для контроля вычислений 13
Зуб арочный 185, 186 — Применение 186
 — — бочкообразный 186, 206
 — — елочный 188
 — — цилиндрический 192 — Деформация плоскости зацепления при перекосе 195, 196
 — — шевронный 188
Зубчатый кардан — см. *Кардан зубчатый*

И

Избыточные связи — см. *Связи*

К

Кардана шарнир 132
 — — одинарный 132, 133
Кардан без избыточных связей (рекомендуемый) 133
Кардан гибкий 141, 142
 — — двойной Броун — Бовери 141
 — — двойной типа «автомобильной шины» 141 — Связи избыточные 141, 142
 — — одинарный резиновый 141
 — — Сешерон 141
Кардан двойной 133, 134
 — — с одним универсальным зубчатым карданом 133
 — — Тракта 135
Кардан зубчатый 140, 187, 277
 — Коэффициент возрастания 239, 240
 — Расчет действующих моментов 237, 238, 239
 — Силы действующие 236, 237
Кардан колокольный универсальный 139, 140 — Подвижность 139
 — — конструкции Лысова 140
 — — применяемый в пилигримовых станах 135
 — — прокатный 135, 136 — Недостатки 136
 — — с высшими парами 138, 139, 140
 — — с кубиком 133, 134
 — — с плоскостными парами 135
 — — с цепной парой 140
Кардан трехповодковый — Применение 137
 — — конструкции Ермака 137
 — — конструкции ЦНИИ МПС 137
Кардан шарнирный 132, 133, 134, 135, 240 — Расчет действующих сил 240
Кинематическая пара — см. *Пара кинематическая*
Кинематическое соединение — см. *Соединение кинематическое*
Клапан поворотный 109
 — Применение 109
 — Способы устранения перекоса 109, 110
 — — обратный 109, 110 — Разновидности конструкции 109, 110
Клапан подъемный 109 — Конструкция вентиля 109, 110
Колесо зубчатое самоустанавливающееся конструкции Волгоградского тракторного завода 188
 — — системы Беляева 188
Колесо промежуточное 197
 — Виды перекосов 191
 — Зазоры радиальные при перекосах 197

- — с самоустанавливающейся опорой системы Шаткуса 198 — Применение 198
 - Колодочные тормоза** — см. *Тормоза колодочные*
 - Компрессор высокого давления** 72
 - Конвейер передвижной** 284
 - Контактор силовой** 182
 - Контакт точечный** 74
 - Контролер** ПКГ-320 — Конструкция 178, 179 — Привод кулачковый 180
 - — ПКГ-756 — Конструкция 179, 180 — Применение 179 — Связи избыточные 179
 - Контур независимый** 13
 - Определение 14
 - Число контуров 14
 - Коробка передач** автомобильная 221, 222, 227 — Самоустанавливаемость 227
 - — многоступенчатая со ступенями возврата 222 — Применение 222
 - — со ступенями возврата и с прямым зубом 222 — Особенности конструктивные 222, 223, 224
 - — с ускоряющими передачами 224 — Схемы включений 224
 - Кравченко механизм** 146, 147
 - Отношение передаточное 148
 - Крайнев А. Ф.** 241
 - Кран** козловой 282
 - — мостовой 6, 320 — Связи избыточ 285 — Схемы ходовой части 285, 286
 - — порталный 282
 - — с гибкими оттяжками 289, 290, 292 — Подвижности 292, 293 — Схема 290 — Устройство уравнильное 292
 - — с жесткими звеньями — Схемы 289 — Устранение избыточных связей 289
 - — со складывающейся стрелой 289, 291 — Особенности конструктивные 291
 - — строительный 282, 286, 287 — Недостатки 287 — Часть ходовая 286
 - — с укосиной — Конструкция укосины 289, 290 — Передача скручивающего момента 289 — Подбор размеров звеньев крана 290, 291, 292 — Построение размеров 293
 - — четырехтележный 288 — Схемы патентованные 288
 - Крановая тележка** — см. *Тележка крановая*
 - Крейцкопф** 70
 - — фирмы Зульцер 71 — Особенности конструктивные 71 — Распределение подвижностей 71 — Связи избыточные 71, 72
 - Крюковая подвеска** — см. *Подвеска крюковая*
 - Кулачок** дисковый 178
 - — пазовый 178
 - — с кинематическим замыканием 179
 - — с роликовым толкателем и силовым замыканием 179
 - — цилиндрический 178
 - Кулиса Стефенсона** 102
- Л**
- Лебедка** — Конструкция 278, 279
 - Опоры 278, 279
 - Связи избыточные 278, 279
 - Лифты пассажирские** 294
 - Особенности конструктивные 294, 295
 - Схемы направляющих башмаков 295
- М**
- Малышева формула** 13, 25, 27, 38
 - Машина поршневая** 112
 - — многоцилиндровая — Исполнение структурное 64 — Примеры 64
 - Местная подвижность** 12, 13
 - Механизм** — Влияние трения на самоустанавливаемость звеньев 44
 - — Альстом 146, 147 — Отношение передаточное 148 — Связи избыточные 147 — Тяги 148
 - — антипараллельного кривошипа 288
 - — без избыточных связей — 6, 7 — Достоинства 9 — Конструирование 10 — Примеры 9 — Схемы структурные 7
 - — биологический 91
 - — вертолетов 125 — Разновидности конструктивные 125, 126
 - Механизм винтовой** 77, 78, 112
 - Особенности конструктивные 76, 77, 78
 - Схемы рациональные 77, 78
 - — с направляющими винтами 112
 - с отдельно выполненными направляющими 77, 112
 - Механизм Ганц** 146, 147
 - Механизм гидропривода** 121 — Устройство 121
 - — гирационных дробилок — Конструкция 129 — Схемы рациональные 131, 132
 - — двухзвенная группа 14
 - — двухконтурный 14
 - — зубчатый — Формула структурная 27, 28
 - — клиновой 75, 76, 112
 - — кривошипно-коромысловый 11, 112 — Подвижности 91, 112 — Разновидности 91, 92 — Связи избыточные 90 — Схемы рациональные 90, 91 — Условия связи 90
 - Механизм кривошипно-ползунный** 80, 112
 - Виды ползунов 81
 - Виды шатунов 80
 - Подвижности 80
 - Применение 80
 - Связи избыточные 80
 - Схema плоская 87
 - Схema силы, действующей на шатун от кривошипа с цилиндрической парой 84
 - Схемы рациональные 80, 81, 82, 83
 - Трение и влияние на самоустанавливаемость 82, 90

- Условия связи 81
- Устранение избыточных связей 112
- Формулы для расчета 84, 85, 87, 88
- – с перекошенными направляющими 85, 86
- – с перекошенным пальцем кривошипа 85
- – с перекошенным поршневым пальцем 86
- – с поступательным ползуном 82, 83 – Схемы рациональные 83
- – с поступательным ползуном и перекошенным поршневым пальцем 88
- – с цилиндрическим ползуном 82
- – с цилиндрической парой на ползуне и перекошенными направляющими 88, 89
- Механизм кулачковый** 178, 181, 226
 - Конструкция 178
 - Связи избыточные 178
 - Толкатель ползунковый 226
 - Толкатель рычажный 226
- Механизм кулисный** 95, 113
 - Недостаток 96
 - Применение 96, 97, 107
 - Разновидности 95, 96
 - Схема плоская 96, 97
 - Схемы соединения грузового рычага с муфтой 107
 - – поперечно-строгального станка 102
 - – с вращающейся или качающейся кулисой 95
 - – сдвоенный – Недостатки 107
 - – синусный 96, 97, 98 – Схема 97
 - – тангенсный 96, 97, 98 – Схема 97
- Механизм локомотивный** 145, 148
 - Конструкция 145
 - Перемещения 145
 - Применение 148
 - – Сименс – Шуккерт 145
- Механизм многоконтурный** – Применение метода подвижностей в контуре 41, 42
 - Распределение подвижностей 42, 43
 - Способы упрощения расчета 42, 43
- Механизм многоповодковый** 113
 - – многосателлитный 251
 - – напора экскаваторов 203
- Механизмы однорядный планетарный** 228, 235, 242, 248
 - Влияние отклонения в размерах 228
 - Влияние перемещения сателлита на смещение центрального колеса 228, 229, 230
 - Влияние эксцентриситета сателлита 232
 - Допуски 248
 - Многоугольник скоростей 230, 231, 232
 - Пример расчета 234
 - Пути устранения биения 233
 - Эксцентриситеты 234
- – без плавающих звеньев 248 – Коэффициент смещения 248 – Направление эксцентриситета 249
- – с шестью самоустанавливающимися сателлитами 255
- Механизм параллельного кривошипа** 92, 93, 99, 112, 113
 - Применение 93, 94
 - Распределение подвижностей 92, 93
 - – для многшпиндельной головки с промежуточным звеном – Применение 94
 - – для многшпиндельной головки с шарнирным параллелограммом – Применение 94
 - – с независимым приводом кривошипов 95 – Способы устранения избыточных связей 95
- Механизм планетарный** 228
 - Конструкция 271
 - Разновидности конструктивные 265
 - Связи избыточные 266
 - – замкнутый 262 – Звено передаточное плавающее 262, 263
 - – многократный 262
- Механизм планетарный плоский с самоустанавливающимися сателлитами** 258
 - – по замкнутой схеме 263 – Форма зуба 262
 - – состоящий из двух однорядных механизмов 263 – Конструкция редуктора 265 – Применение 263 – Разновидности конструкции 263, 265
 - – с плавающим звеном 249 – Влияние допусков 249 – Коэффициент смещения 250 – Эксцентриситеты 249, 250
- Механизм плоский** – Определение числа избыточных связей 24
 - – с вредными местными подвижностями и избыточными связями 35
- Механизм поворота крана** – Разновидности конструкции 206
 - – подъемных пружин токоприемника 159, 162 – Пример 160, 162 – Расчет 159, 160
 - – реечный 203
 - – рычажный 299
- Механизм самоустанавливающийся статически определяемый** 7, 11, 53
 - Выявление вредных избыточных связей 53
 - Определение избыточных связей 53, 54
 - Подвижности 11, 54
 - Последовательность работ при проектировании 37
 - Правила конструирования 11
 - Связи избыточные 11
 - Условия связи 53, 54
 - Целесообразность применения 53
- Механизм с высшими парами** 178
- Механизм с двумя промежуточными колесами** 200
 - – и с уравнительным механизмом 204

Механизм с избыточными связями — Уравнения деформации 13
 — — с коническими колесами 214, 215, 216
 — — с одним промежуточным колесом 189
Механизм со свободным водилом 259, 277
 — Распределение нагрузки 259
 — Схема 259
 — Устранение избыточных связей 259, 261, 262
Механизм статически определяемый — Допуски на размеры звеньев 9, 10
 — Достоинства 9
 — Применение 6
 — Связи избыточные 6
 — Уравнения равновесия 13
Механизм токоприемника главный 150
 — с вредной групповой подвижностью 36
Механизм транспортный 278
 — — трехкратный 264, 265
 — — трехповодковый 99
Механизм уравнительный 252, 277, 320
 — — без плавающего звена при любом ч сателлитов 252
 — — при двух сателлитах 252
 — — при трех сателлитах 252
 — — при четырех сателлитах фирмы Симе-ринг 252
 — — при шести сателлитах с плавающим звеном 252
 — — системы Арнаудова 252
 — — с косозубыми колесами — Недостаток 254
 — — с поступательными парами 252
Механизм фиктивного шкворня 148, 149 — Назначение 148 — Натяги 148, 149 — Связи избыточные 148, 149
 — — фрикционных вариаторов — Недостатки 219 — Связи избыточные 219
 — — ходовой части 286 — Особенности конструктивные 286, 287
 — — четырехкратный 264, 265
 — — четырехповодковый 99 — Пары кинематические 104 — Схема рациональная 104
 — — четырехшарнирный 38, 39 — Распределение подвижностей 39, 40 — Связь избыточная 40
 — — Шкода 146, 147
 — — Эрликон-I 147
Мостовой кран — см. *Кран мостовой*
Мосты 303
 — — арочные 304, 305 — Недостатки 304 — Связи избыточные 304
 — — балочные 303, 304
 — — вантовые 305 — Особенности конструктивные 305
 — — вертикально-подъемные 309, 320 — Достоинства 309 — Механизмы уравнительные 309 — Особенности конструктивные 308,

309, 310 — Связи избыточные 308
 — — висячие 304
 — — Вичерта 304
 — — Гербера 304
 — — крановые 112
 — — откатно-раскрывающиеся 308
 — — перегрузочные 282, 283 — Устранение избыточных связей 283 — Часть опорно-ходовая 284
 — — пешеходные 305 — Схемы деревянных конструкций 305, 306
 — — поворотные 307
 — — разводные 307 — Разновидности 307, 308, 309, 310
 — — раскрывающиеся 308
 — — цепные 305, 306 — Недостаток 306 — Разновидности конструктивные 306, 307
Мотор-редуктор 263

Н

Направляющие для прямолинейного движения 70
 — — из нескольких кинематических пар 73, 74 — Схема 74
 — — станочные 74 — Требования к жесткости 74
 — — типа ласточкина хвоста 74
 — — цилиндрические 70, 71 — Конструкция 71 — Применение 71

О

Озола формула 13
 — Вывод методом Будыки 13
 — Обобщения 14
 — — плоская 27
Ольдгема муфта 145, 221 — Недостатки 145
Опора для вращательного движения — Примеры 64 — Решения конструктивные 64
 — — на конических роликоподшипниках 68 — Схема 68
 — — на подшипниках качения 68 — Исполнение конструктивное 68
Опора пары роликов раздельная 301
 — — с общей рамой и двумя воздушным подушками 300, 301
Опора роликовая 296, 320 — Особенности конструктивные 296
 — — на конических четырехрядных роликоподшипниках 302, 303 — Особенности конструктивные 302
 — — с двумя длинными роликами с ребордами 296
 — — с пятью короткими роликами 296
 — — с равномерной деформацией воздушных подушек 302, 303 — Назначение 302 — Подвижности 302

- — стола карусельного станка 69 — Схема без избыточных связей 69 — Схема с избыточными связями 69
- Опора четырехроlikовая** 297
- Подвижность 297
- Разновидности конструктивные уравнительного механизма 298, 299
- Самоустанавливаемость 297
- Схемы соединений роликов 297

П

- Палец контактный** 181, 182
- Пантограф** — см. *Токорриемник*
- Схемы верхних узлов 153, 154
- — асимметричный — Механизм главный 155 — Применение 154
- — двухлжный — Натяги 150 — Связи избыточные 150 — Устранение несовпадения шарниров 150, 151 — Устройство каретки 151, 152
- — однолжный — Верхние рамы 152 — Выбор схемы 153 — Связи избыточные 152 — Эксплуатация 150
- — полусимметричный 154 — Конструкция 154 — Связи избыточные 154, 155 — Схема 155
- — с диагональными тягами 153
- — с кареткой повышенной эластичности 159
- — ДЖ-4 — Регулирование усилий 163, 164
- — П-3А — Регулирование усилий 163, 164
- — П-5 — Пример расчета 171, 172
- — П-7 — Регулирование усилий 164 — Устранение перегрузок 164, 165
- — 9РР — Недостатки 164 — Регулирование усилий 164
- — 10РР — Поводки 152
- — DBS-54 152 — Недостатки схемы 152 — Применение 152
- Пара винтовая** 18, 21, 23 — Исполнение конструктивное 21
- — вращательная 18, 20, 23, 74 — Исполнение конструктивное 18
- — второго класса 16 — Случаи образования 16, 17 — Условия получения 16
- — высшая 178
- — двухподвижная 17, 78
- Пара кинематическая** — Классы 15, 16
- Моменты передаваемые 16
- Определение подвижности 13
- Подвижности с учетом зазоров 23
- Подвижности в контуре 39
- Подшипники качения 18, 19
- Разновидности 8, 9, 19
- Расчет 13
- Связи 12
- Силы передаваемые 16
- — смежная 44

- Пара кольцевая со штифтом** 17
- Пара листовая** 22
- — низшая 25, 26
- — нитевая 22, 114
- — первого класса 16, 55
- — плоскостная 20, 23, 58, 112 — Недостаток 20 — Расчет момента сопротивления самоустанавливаемости 47
- Расчет сопротивления самоустанавливаемости 46, 47
- — площадочная 23
- — полосковая 57
- — поступательная 23, 62 — Исполнение конструктивное 18 — Разновидности конструкций 62
- — пятого класса 74 — Выполнение конструктивное 18
- — точечная 15, 16, 20, 114 — Применение 16 — Способы получения 20
- — «точка на линии» 17 — Исполнение конструктивное 17
- — «точка на поверхности» 16
- — третьего класса — Случаи образования 17
- — трехподвижная 21, 78
- — цепная 18, 78, 140
- — цилиндрическая 17, 20, 23, 63, 66, 77, 82 — Достоинства 17 — Подвижности 45 — Применение для вращательного движения 54 — Применение для поступательного движения 54 — Расчет сил сопротивления самоустанавливаемости 45 — Функции выполняемые 45, 46
- — четвертого класса 74 — Исполнение конструктивное 17, 18 — Назначение 18
- Пара шаровая** 17, 23, 58, 60, 74 — Расчет сопротивления самоустанавливаемости 48, 49, 50
- — со штифтом 73, 77, 82 — Применение 17
- Перегрузочные мосты** — см. *Мосты перегрузочные*
- Передача волновая** 272
- Подвижности 272, 273
- Способности нагруженная 272
- — с внешним генератором волн 277
- — с гибким дном 274 — Выгодность схемы 274 — Подвижности 274 — Связи избыточные 274
- — с карданом, имеющая вредную подвижность 273, 274
- — с кулачковым генератором волн с одним поперечным шарниром 276 — Особенности конструктивные 276
- — с одним поперечным шарниром 275 — Применение практическое 274
- — с одной избыточной связью 273 — Количество контуров 273 — Подвижности 273, 274
- — трехроlikовая 274, 276 — Связи избы-

- точные 275 — Способы устранения избыточных связей 276
- Передача гидравлическая** объемная 28
— — грузоподъемных машин 203—206
- Передача зубчатая** 184, 226
— Перекос осей 185
— Самоустанавливаемость 226
— Связи избыточные 185, 186
— Форма зуба 184, 185, 186
— — рядовая 183 — Коэффициент перекрытия 183 — Пути устранения избыточных связей 186 — Связи избыточные 184
— — цилиндрическая — Распределение подвижностей в контуре 40, 41
- Передача планетарная** 200 — Соосность вал 200
— — плюсовая для больших передаточных чисел 257
- Передача с двумя промежуточными колесами** 200
— Выравнивание нагрузки 200
— Применение 201
— Расчет расстояния между центрами сателлитов 201, 202, 203
— Углы 201
— Число зубьев 201
- Передача с промежуточным колесом** — Векторы угловых перекосов 193
— Контакт зубьев 195
— Применение 198
— Расчет углов 193, 194
— Самоустанавливаемость 194
— — и с линейчатым контактом без избыточных связей 189 — Подвижности 189
- Передача тяговая** 224—226
— Эффект самоустанавливаемости 224—226
— — фрикционная с коническими дисками 220
— — цилиндрическая 188
- Печи вращающиеся** 297, 300, 320 — Разновидности конструктивные опор 300, 301
- Поводки многосвязные** 120 — Схемы 121
- Подвеска крюковая** 280 — Разновидности конструкций 280
- Подвижность** 38, 44
— — вредная 43, 60, 61
— — линейная 18, 76, 93
— — местная 33, 40, 42, 43
— — общая 40, 43
— — угловая 23, 42
- Подпятник Митчеля** — Назначение 67 — Особенности конструктивные 67 — Способность несущая 67
— — с цельным кольцом 67
- Подшипники качения** — Зависимость момента самоустанавливаемости от угла перекоса 51, 52
— Размеры подшипника с цилиндрическими роликами 52
— Расчет момента самоустанавливаемости 50, 51
— Расчет силы сопротивления 52, 53
- Подшипники роликовые** — Особенности конструктивные 68
— — самоустанавливающиеся 10, 66
— — Селлерса 10
— — фирмы Бештам 271
— — фирмы Линк Белт 271
- Подъемник (лифт)** 293, 294
— Механизм уравнительный 293, 294
— Недостатки 293
— Особенности конструктивные 293
— Пол кабин 294
— — двухвинтовой — Особенности конструктивные 79 — Схема рациональная 79
— — о.д.овинтовой (домкрат) 78, 79 — Недостаток 79 — Пути устранения избыточных связей 78 — Схема рациональная 79
— — с числом винтов больше трех 80
— — трехвинтовой 79, 80 — Схема рациональная 79
- Ползуны** дизелей — Подвижности 72 — Разновидности конструктивные 72 — Схемы рациональные 72
— — клинчатые 75 — Подвижности 75
- Поршень двухступенчатый** — Конструктивные особенности 73
— — многоступенчатый — Связи избыточные 72
- Привод Бирюкова И. В.** 179
- Привод индивидуальный** 209 — Недостаток 209 — Число зубьев 209
— — канатного барабана 278, 279
— — осевой 208
— — с двумя промежуточными колесами 209
- Привод рамно-осевой** с длинным карданным валом 208
— — с коротким карданным валом 208
— — со средним карданным валом 208
- Привод рамный** со двоянной передачей Альстом 208
— — с промежуточным колесом и кардан передачей 208
- Привод с двумя двигателями на три оси** 212 — Нагрузка на зуб 212, 313
— — с одним двигателем на две оси 210 — Подвижность 209 — Применение 209
— — с одним двигателем на три оси 211 — Особенности конструктивные 210, 211
- Привод** — Классификация 207
— — скоростной 213, 214 — Ускорения вертикальные 213

Р

Реборды 282

Реверсор 181

- Регулятор с гибкими связями** (центробежный маятник) 107
- Подвижность 108
 - Применение 107
 - — ромбический ленточный 108, 109
 - — звольвентный ленточный 108
- Регулятор центробежный** 104, 113
- Разновидности конструктивные 104, 105
 - Схемы типичные 104, 105, 106
 - — весовой с обратным подвесом 105, 106
 - — весовой с прямым подвесом 105
 - — рычажный пружинный 107
 - — с катящимися шарами 105, 106
- Редуктор волновой** 277
- — двухступенчатый 199 — Получение самоустанавливаемости 199
 - — конструкции Н. Л. Решетова
 - — конструкции Одесского политехнического института 264
 - — многорядный одноступенчатый с прямым зубом 251 — Расчет зубчатых карданов 251 — Связи избыточные 251
 - — многосателлитный 252 — Разновидности конструктивные уравнительных механизмов 252, 253, 254 — Связи избыточные 252, 253, 254
- Редуктор планетарный для больших передаточных чисел**
- — конструкции Грина 258
 - — конструкции Кудрявцева 257
- Редуктор планетарный одnorядный** 242, 244
- Подвижности 245
 - Разновидности конструктивные 244, 245
 - Связи избыточные 242, 244, 245
 - — без самоустановки с восемью избыточными связями 242
 - — с одним плавающим звеном и сателлитами на сферических подшипниках 242
 - — с точечным контактом 242, 243
 - — схемы Кудрявцева 242, 243
- Редуктор планетарный плоский с самоустанавливающимися сателлитами** 258, 259
- — с коническими колесами 215, 216
- Редуктор тяговый** 208 — Достоинства 208, 209 — Недостатки 208, 209 — Схемы рациональные 208—213
- — цилиндроконический 216—219 — Подвижности 216 — Равновесие плавающего звена 216—216 — Силы 216, 217, 218, 219
- Редуктор Штекихта** 247, 248
- Редуктор электромотор-колеса** 267 — Особенности конструктивные 267
- — из одnorядных механизмов без избыточных связей 268
 - — конструкции Белорусского автозавода 267 — Связь избыточная 268
 - — конструкции ВНИИ «Стройдормаша» 267 — Связь избыточная 268
- — с двумя водилами, по одному сателлиту в каждой ступени 271, 272
 - — с добавочными подвижностями промежуточного звена, устраняющими один зубчатый кардан 269
 - — с коническими колесами 271
 - — с осями промежуточных колес, служащими уравнительным механизмом (предложен Звягинцевым) 269
 - — с осями сателлитов первой ступени, работающих в качестве уравнительного механизма 271
 - — с раздвоенной второй ступенью и уравнительным механизмом на зубчатых карданах 268, 269
 - — с разными схемами в двух рядах второй ступени 270
- Роликовая опора** — см. *Опора роликовая*
- Рычажный механизм** — см. *Механизм рычажный*

С

Сателлит разрезной 277

- — самоустанавливающийся 6

Связи избыточные — Акулова В. Я. классификация 40

- Вред от них 10
- Выявление особо вредных связей 24—27
- Метод подсчета угловых подвижностей 12
- Недостатки 8
- Определение методом графов 44
- Определение методом подвижностей в контуре 38—44
- Расчет по структурным формулам 112
- Связь с числом размеров 10
- — групповые 40
- — контурные 40

Система статически неопределимая 9

- — определяемая 9

Соединение кинематическое 30

- Закономерности для последовательного соединения Шамайденко Н. Е. и Будыки Е. Ю. 29, 30
- Исполнение конструктивное 21, 33
- Контакт линейчатый 30, 31
- Контакт поверхностный 29, 30
- Контуры 256, 257
- Подвижности 29, 30, 31, 256, 257
- Применение в рациональных механизмах 29, 32—35
- Примеры 28, 29
- Связи 28
- Условия связи гибких соединений 21, 22
- — второго класса 33, 34 — Назначение 33
- — параллельное 53

- — первого класса 33, 34 — Конструкция 34 — Назначение 33
- — последовательное 53
- — четвертого класса 34 — Конструкция 34, 35
- Соединение неподвижное** — Варианты 57, 58
- Схемы 55, 56, 57, 58, 59, 62, 63, 112
- Схемы неправильные 61
- Соломина метод** (табличный) 15
- Сомова формула** 14
- Сопrotивление самоустанавливаемости.** —
- Влияние трения 44
- — плоскостной пары 46
- — подшипников качения 50
- — цилиндрической пары 45
- — шаровой пары 48
- Станок карусельный** 69 — Опора стола 69
- — фирмы Консолидейтед-Бетс 70
- Статически определяемый механизм** — см. *Механизм статического определяемый*
- Стефенсона котел** 10
- Схема механизма** плоская 24, 26
- — структурная — Ошибки при проектировании 35—38 — Приемы выявления дефектов структуры 35, 36
- — сферическая 25

Т

- Тележка без жесткой рамы** 313
- Тележка грузовая** Даймонд 314 — Конструктивные особенности 314, 315 — Применение 314 — Таблица для подсчета 314 — Условие связи 314
- — на роликовых буксах 315
- — рекомендуемая 315, 316 — Преимущество 315
- Тележка двухосная с несущим остовом тягового двигателя** 318 — Варианты конструктивные 318, 319
- — железнодорожного подвижного состава 313
- — жесткая с несущим остовом двигателя 319, 320 — Особенности конструктивные 320
- Тележка крановая** 282, 320
- — двухрельсовая 282
- — однорельсовая 282
- — четырехрельсовая 282
- Тележка локомотивная** 320
- — одномоторная — Виды деформаций опасные 63, 64
- — пассажирская 315
- — с жесткой рамой 316
- — с несущим остовом двигателя и с изогнутыми поперечными балками 319
- — с несущим остовом двигателя и с шар-

- нирным соединением его с поперечной балкой 319
- — составная 283
- — трехколесная 283 — Недостаток 283
- — ходовая 287, 288
- — четырехколесная 283
- — шарнирная 317 — Особенности конструктивные 317 — Прочность 317 — Связи избыточные 317
- Топоприемник** 153, 174 см. *Пантограф*
- — автоуправляемый — Конструкция 155
- — асимметричный 154, 162 — Конструкция 154 — Проектирование 154 — Связи избыточные 154
- — имеющий две подвижности 156, 157 — Исследование движения 156, 157, 158, 159
- — с двумя рычагами на главном валу 165 — Расчет рычагов 165—168
- — симметричный 162, 174 — Расчет механизма подъемных пружин 162, 163
- — с одним рычагом на главном валу 174 — Расчет перемещений 174, 175, 176, 177 — Схема действия сил 174
- Тормоз двустороннего вращения**
- — с гидравлическим приводом и самоусилением 313
- — с механическим приводом и самоусилением 313
- Тормоз двухколесный самоустанавливающийся** 310, 311
- — заднего колеса автомобиля «Жигули» 312 — Подвижность 311
- Тормоз колодочный** 310, 320 — Связи избыточные 310
- — с самоусилением 312 — Конструирование 312
- Тормоз самолетный одностороннего вращения** 312, 313 — Подвижность 312 — Связи избыточные 312
- — самосвала 310, 311
- — с равномерным износом колодок самоустанавливающийся 312 — Действие сил 311, 312
- Торсион** 168
- Точка мертвая** 93
- Транспортный механизм** — см. *Механизм транспортный*
- Трени в соединительных механизмах** 234—241

У

- Уравнительный механизм** — см. *Механизм уравнительный*
- Устройства контактные** 182
- Блокировки мостиковые 182
- Контакты 182, 183
- Применение 183

Ф

Фахриева М. А. теория трехповодкового кардана 137

Ферма 9

— Неопределимость статическая внешняя 9

— Неопределимость статическая внутренняя 9

— — жесткой стойки 284

— — промежуточного балансира 284

Ц

Чебышева П. Л. формула 25

Ш

Шарнир двойной смесителя — Коэффициент неравномерности 143

— Отношение передаточное 142

— Расстояние межцентровое 143, 144

Шарнир карданный четырехповодковый 138

Шарнир постоянного передаточного отношения 138

— — Вейса 138

— — Реппа 138, 139

Шаткуса редуктор 242, 243 — Применение 243

Шухова когел 10

Э

Электровозы 32—35

Электромотор-колесо 277



ИБ № 2118

Леонид Николаевич Решетов

САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИЕСЯ МЕХАНИЗМЫ

Редактор **Т. Д. Онегина**
Художественный редактор **П. П. Рогачев**
Технический редактор **Л. П. Гордеева**
Корректор **В. А. Воробьева**
Переплет художника **Е. В. Бекетова**

Сдано в набор 18.07.78. Подписано в печать
30.03.79. Т-06347. Формат 60 × 90¹/₁₆. Бумага
типографская № 2. Гарнитура «таймс». Печать
высокая. Усл. печ. л. 21,0. Уч. изд. л. 26,95.
Тираж 27000 экз. Зак. 81. Цена 1 р. 60 к.

Издательство «Машиностроение», 107885,
Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., д. 3

Ордена Октябрьской Революции, ордена Тру-
дового Красного Знамени Ленинградское про-
изводственно-техническое объединение «Печат-
ный Двор» имени А. М. Горького «Союз-
полиграфпрома» при Государственном коми-
тете СССР по делам издательств, полиграфии
и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136,
Гатчинская, 26.