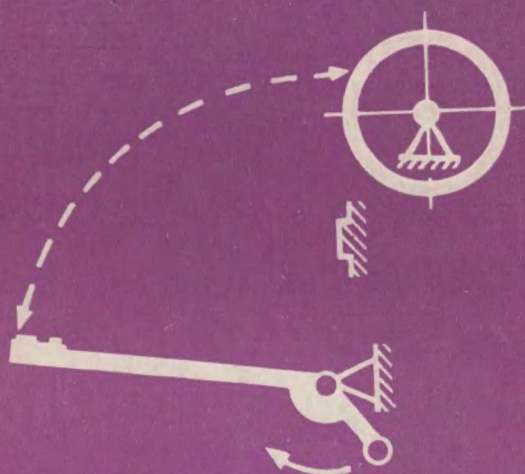




БИБЛИОТЕКА ПРИБОРОСТРОИТЕЛЯ

6п2.156
НБСРЧ



А. С. НЕМКЕВИЧ

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

А . С . НЕМКЕВИЧ

БИБЛИОТЕКА ПРИBOROCTPOИTEЛЯ

**КОНСТРУИРОВАНИЕ
И РАСЧЕТ
ПЕЧАТАЮЩИХ
МЕХАНИЗМОВ**

Москва «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1974



Scan AAW

Немкевич А. С. Конструирование и расчет печатающих механизмов. М., «Машиностроение», 1974, 128 с.

В книге рассмотрен кинематический и динамический расчет печатающих механизмов с целью установления их основных конструктивных параметров; изложены графо-аналитический и аналитический методы проектирования механизмов; приведены экспериментальные данные для определения ударной способности механизма.

Книга предназначена для инженерно-технических работников заводов, конструкторских бюро и научно-исследовательских институтов, связанных с проектированием рычажно-стержневых печатающих механизмов счетно-аналитических машин, ЭВМ, пишущих машинок и т. п. Табл. 10. Ил. 53. Список лит. 13 назв.

Рецензент д-р техн. наук проф. В. Н. Рязанкин

Н $\frac{3133-253}{038(01)-74}$ 253-74

ПРЕДИСЛОВИЕ

Развитие электронных вычислительных машин за последнее десятилетие происходило особенно быстро. Создано большое количество различных типов ЭВМ (электронно-вычислительных машин), которые успешно используются для механизации научных, инженерно-технических и экономических вычислительных работ.

В связи с успехами в области создания малогабаритных полупроводниковых элементов, микромодулей и других микроминиатюрных электронных элементов появилась возможность использования электронных принципов для построения малых вычислительных машин широкого назначения таких, как фактурные, бухгалтерские машины, настольные клавишно-вычислительные машины и т. д. Для указанных машин, а также для автоматизации ввода и вывода информации в различных системах автоматического управления появилась необходимость использования малогабаритных недорогих печатающих устройств.

Процесс печатания может осуществляться с остановкой и без остановки печатающих элементов. К печатающим механизмам, работающим с остановкой печатающих элементов, относятся механизмы пишущих, фактурных бухгалтерских машин, телеграфных аппаратов, счетно-суммирующих машин, табуляторов и т. д. Печатающие механизмы, работающие без остановки печатающих элементов, как например с непрерывно вращающимся печатающим колесом, ротационного типа, а также электростатистические, химические и некоторые другие способы печати в этой работе не рассматриваются.

Особое значение и перспективу имеют печатающие устройства, построенные на базе пишущих машин. Эти устройства, отличаясь дешевизной изготовления, надежностью и долговечностью работы, могут найти самое широкое применение и в электронных вычислительных машинах.

Печатающий механизм является основным механизмом, от его конструкции зависят быстродействие работы и пробивная способность машины, что очень важно при разработке новых механизмов с перспективой их применения в качестве внешних устройств ЭВМ.

В технической литературе имеется очень мало материалов по кинематическому и динамическому исследованию и проектированию печатающих механизмов.

Изученные и разработанные в этой работе вопросы, полученные

результаты обобщены в виде отдельных рекомендаций по исследованию, проектированию и расчету печатающих механизмов.

Имея в виду, что внимание читателя будет сосредоточено на практическом применении излагаемого материала, в целях облегчения этой задачи в отдельных главах рассмотрены конкретные примеры по расчету и анализу печатающих механизмов.

С точки зрения автора указанный план в наибольшей степени отвечает требованиям рационального использования материала при практическом осуществлении исследований, проектирования и расчетов механизмов в заводских конструкторских бюро и лабораториях.

Автор надеется, что его работа будет полезным вкладом в разработку теории печатающих механизмов и получит дальнейшее развитие в последующих работах специалистов. Замечания и пожелания с целью улучшения содержания книги следует направлять по адресу: Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., д. 3. изд-во «Машиностроение».

ПЕЧАТАЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ

1. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПИШУЩИЕ МАШИНЫ

Основанием для создания пишущих механизмов и машин явилась необходимость ускорить письмо от руки, сделать письмо красивым и иметь возможность писать одновременно на нескольких копиях (одновременных оттисках знаков на писчей бумаге).

Первые пишущие машинки, позволяющие писать быстрее, чем от руки, появились примерно в 1850 г. В основу конструкции пишущей машины был положен принцип клавиатуры, дающей возможность оперировать сложным механизмом с помощью всех пальцев. Впервые принцип клавиатуры был применен в клавиакордах в 15 веке и позднее в более усовершенствованной форме — в пианино.

В конце 19 столетия появились пишущие машины с поворотным буквенным сектором и поворотным буквенным цилиндром.

В 1897 г. американская фирма Ундервуд выпустила пишущие машины с печатающим механизмом, показанным на рис. 1. Пишущая машина с ударной буквенно-рычажной конструкцией печатающего механизма позволила видеть текст, который печатался. Конструкция этого печатающего механизма разработанная Вагнером (1890 г.), была более простой и удобной по сравнению со всеми остальными конструкциями пишущих машин. Принцип ее работы заключался в том, что удар по клавише вызывал поворот промежуточного и буквенного рычагов и последний резким ударом по бумаге на валу производил печатание. У пишущих машин с вагнеровским печатающим механизмом переход с печатания простых букв на заглавные осуществлялся с помощью подъема каретки. Пишущие машины с таким печатающим механизмом и в настоящее время еще часто встречаются.

В 1906 г. в США фирма Рояль создала новую конструкцию печатающего механизма с пятью подвижными звеньями вместо трех у механизма Вагнера.

Немецкая фирма Торпедо в 1907 г. первая начала выпускать пишущие машины, у которых переход с печатания простых букв на заглавные осуществлялся с помощью опускания сегмента. Конструкции печатающих механизмов «Торпедо» и «Рояль» аналогичны.

Из рассмотренных различных конструкций пишущих машин наибольшее распространение получили пишущие машины с ударным буквенно-рычажным печатающим механизмом. Эта конструкция обеспечивает возможность хорошо видеть печатаемую строку и

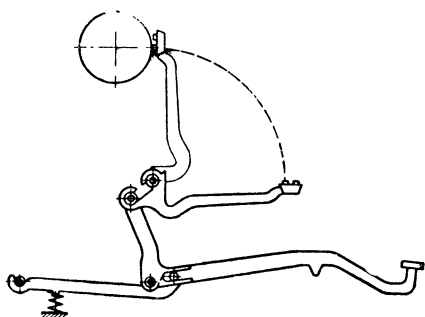


Рис. 1. Печатающий механизм пишущей машины фирмы Ундервуд

обеспечивает необходимую скорость и легкость печатания. Поэтому пишущие машины, работающие по этому принципу, выпускаются и в наше время и имеют наибольшее распространение.

В начале развития пишущих машин вопрос перехода с печатания простых на заглавные буквы с помощью переключения каретки или сегмента мало интересовал конструкторов, так как каретки были сравнительно легкие с разме-

ром в 25 или 32 см. С появлением машин с кареткой длиной до 67 см и более подъем и опускание каретки при переключении регистра приводили к тому, что из-за большой массы каретки расшатывались механизмы пишущей машины, нарушалась правильность их работы и сильно утомлялись машинистки ввиду необходимости приложения значительного усилия на подъем каретки. Вследствие этого возникла необходимость пересмотреть конструкцию и заменить перевод регистра на сегментное переключение. Масса сегмента с рычагами постоянна и значительно меньше массы каретки.

Конструкция вагнеровского привода исключает возможность перехода на сегментное переключение. Поэтому при замене вагнеровского привода на привод типа «Рояль» фирмы, выпускающие пишущие машины, одновременно перешли на сегментное переключение и на сменные каретки различных размеров.

Предприятия СССР после Великой Отечественной войны также перешли на изготовление канцелярских пишущих машин с опускающимся сегментом. Проведенными исследованиями установлено, что утомляемость машинисток при работе на современных канцелярских пишущих машинах уменьшилась по сравнению с работой на пишущих машинах, имеющих вагнеровский печатающий механизм.

Современные канцелярские пишущие машины допускают замену кареток одного размера на другой. Завод-изготовитель по усмотрению заказчика может комплектовать выпускаемые машины кареткой одного размера или несколькими каретками разных размеров.

Клавиши современных пишущих машин делают квадратными, более однородного вида и большей компактности. Для обеспечения более естественного и прямого контакта пальцев с клавишами с целью снижения утомляемости машинистки клавиши устанавливают под небольшим наклоном.

Для быстрой и легкой замены ленты и для мелкого ремонта крышка кожуха легко снимается. Для облегчения сборки и ремонта пишущей машины кожух пишущей машины также должен легко сниматься с корпуса. С целью уменьшения шума при работе на пишущей машине кожух с внутренней стороны иногда оклеивают

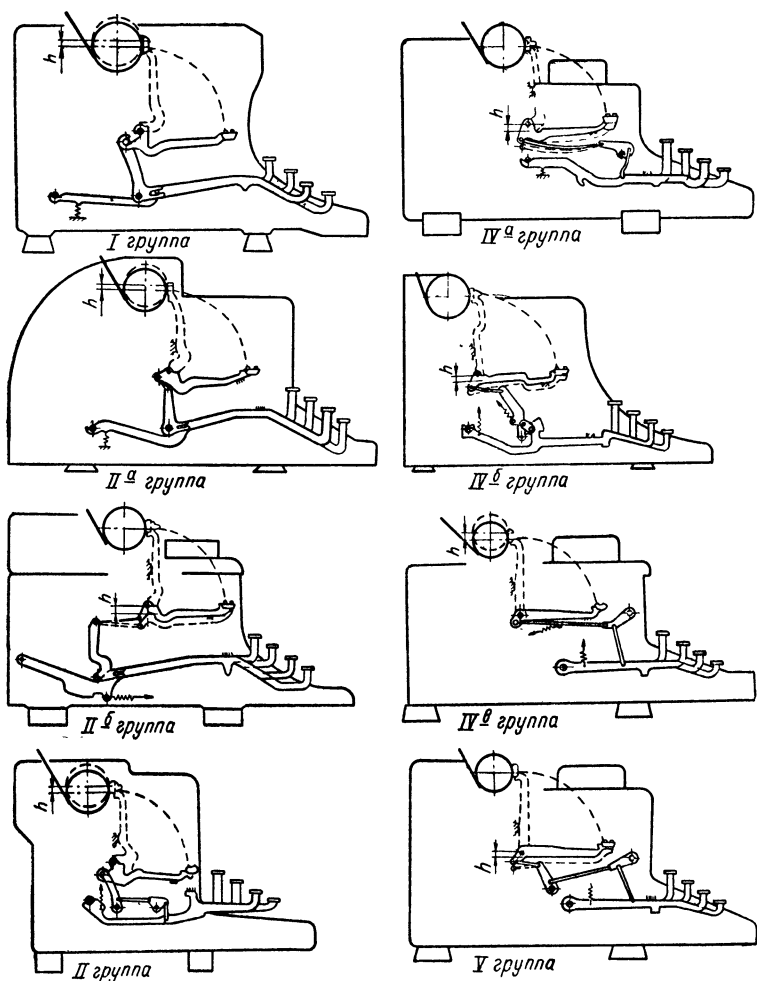


Рис. 2. Конструкции печатающих механизмов

мягким материалом. С этой же целью кожух машины часто изготовляют из пластмассы или из легкоплавкого металла. Вопрос бесшумной работы пишущих машин и в настоящее время не решен.

В начале XX века появились конструкции «бесшумных» пишущих машин фирмы Ремингтон, а в 1930—1935 гг. фирмы Континенталь-Селента, печатающий механизм которых продвигал буквенный рычаг к валу и этим производил оттиск буквы на бумаге. Но

эти машины не получили распространения и были сняты с производства.

В существующих пишущих машинах используют различные кинематические схемы, которые можно разделить по принципу кинематических взаимосвязей на следующие группы (рис. 2):

I группа — печатающие механизмы, имеющие два рычажно-кулисных механизма;

II группа — печатающие механизмы, имеющие один рычажно-кулисный механизм, связывающий клавишный и промежуточный рычаги, и один четырехзвенный механизм;

III группа — печатающие механизмы, имеющие два четырехзвенных механизма и кулисный механизм, связывающий промежуточный с буквенными рычагами;

IV группа — печатающие механизмы, имеющие два четырехзвенных механизма;

V группа — печатающие механизмы, имеющие три четырехзвенных механизма.

Общим для всех конструкций является наличие:

а) одного общего промежуточного рычага и двух более простых механизмов;

б) двух общих промежуточных рычагов и трех более простых механизмов.

2. ПИШУЩИЕ МАШИНЫ С ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

Применение пишущих машин с электроприводом уменьшает нагрузку оператора при работе; позволяет производить удар знака (литеры) по бумагоопорному валу с постоянной силой; увеличивает пробивную способность печатающего механизма.

Скорость печатания может быть увеличена, но это связано с физической возможностью оператора. Практически скорость печатания на пишущих машинах с электроприводом не увеличивается.

Пишущие машины с электроприводом производят большой шум из-за непрерывной работы электропривода и механической части при печатании.

От обычных канцелярских пишущих машин они отличаются наличием непрерывно работающего электродвигателя, привода и относящихся к нему механизмов включения и выключения отдельных клавишных рычагов. Сами же печатающие механизмы имеют аналогичные рассмотренным конструкции.

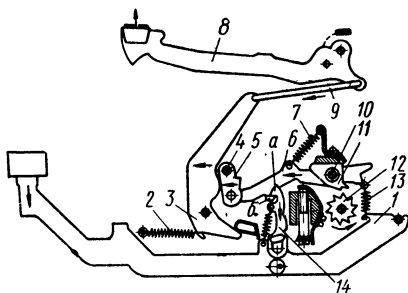
Наибольшее распространение получил привод в виде вращающегося вала. По конструкции вращающиеся валы выполняют круглыми с нарезанными зубьями или с резиновой оболочкой.

На рис. 3 показан электропривод с вращающимся зубчатым валом.

При ударе по клавише клавишного рычага 1 соединенная с рычагом тяга 14 своим зубом а захватывает с помощью упора б рычаг-тяги 6, которая, опускаясь вниз, производит зацепление зуба 11 с непрерывно вращающимся валом 12. Ось зуба 10 укреплена на рычаге-тяге. При зацеплении рычаг-тяги перемещается справа налево и толкатель 5 поворачивается относительно неподвижной оси 4. Толкатель воздействует на промежуточный рычаг 3, а связанная с ним тяга 9 поворачивает буквенный рычаг 8, осуществляющий печатание. После удара литеры (буквы) по бумагоопорному валу (на рис. 3 вал не показан) буквенный рычаг под действием

Рис. 3. Электропривод с вращающимся зубчатым валом:

1 — клавишный рычаг; 2 — пружина; 3 — промежуточный рычаг; 4 — неподвижная ось; 5 — толкатель; 6 — рычаг-тяги; 7 — пружина рычага тяги; 8 — буквенный рычаг; 9 — тяга; 10 — ось зуба; 11 — зуб; 12 — вал вращающийся; 13 — пружина клавишного рычага; 14 — тяга (а — зуб тяги; б — упор рычага тяги)



пружины 2, пружины рычаг-тяги 7 и пружины клавишного рычага 13 возвращается в исходное положение.

На рис. 4 показан привод, представляющий собой непрерывно вращающийся от электродвигателя вал с резиновой оболочкой. При ударе по клавише клавишный рычаг 1 воздействует на промежуточное звено 2, поворачивает дугообразное приводное звено 3 по часовой стрелке до соприкосновения с вращающейся резиновой оболочкой 4, которая быстро захватывает дугообразное звено и связанный с ним промежуточный рычаг

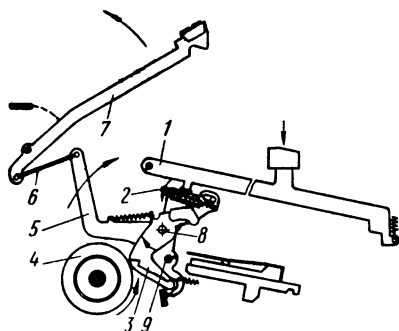


Рис. 4. Электропривод с вращающимся валом (оболочка бала резиновая):

1 — клавишный рычаг; 2 — промежуточное звено; 3 — приводное звено; 4 — резиновая оболочка; 5 — промежуточный рычаг; 6 — тяга; 7 — буквенный рычаг; 8 — ось; 9 — неподвижная ось

5 и далее через тягу 6 поворачивает буквенный рычаг 7, осуществляющий печатание. Ось дугообразного звена 8 укреплена на промежуточном рычаге, а сам промежуточный рычаг поворачивается относительно неподвижной оси 9. В исходное положение механизм возвращается с помощью пружин.

При работе пишущей машины с электроприводом оператор расходует энергию только на приведение в движение механизма включения а процесс печатания производится с помощью привода, что значительно облегчает работу оператора.

3. ЭЛЕКТРИФИЦИРОВАННАЯ ПИШУЩАЯ МАШИНА С ШАРОВОЙ ПЕЧАТАЮЩЕЙ ГОЛОВКОЙ ИБМ-72

В последние годы американской фирмой ИБМ выпущена в широкую продажу пишущая машина с шаровой печатающей головкой. Она обеспечивает скорость печатания до 900 знаков в минуту и

может быть использована в качестве устройства ввода-вывода информации для электронных вычислительных машин.

Пишущая машина с шаровой печатающей головкой имеет неподвижную каретку без буквенных рычагов и сегмента. Движения буквенных рычагов и относительное перемещение бумагоопорного вала с бумагой заменено движениями печатающей головки диаметром 35 мм. Вместе с катушками для красящей ленты головка перемещается слева направо, вдоль направляющих. При печатании, после удара о бумагоопорный вал, головка возвращается в исходное положение. Бумагоопорный вал вращается в раме машины.

Печатающая головка (рис. 5, а) имеет массу 9 г и 88 выпуклых знаков, расположенных на четырех буквенных поясах, которые условно разделены на два участка по 11 знаков. На одной половине поверхности шара находятся заглавные буквы и специальные знаки. На другой половине поверхности шара расположены малые знаки (буквы, цифры), знак «+» и наиболее часто встречающиеся специальные знаки, как например, точка, запятая, тире и другие. В исходном положении печатающей головки на уровне верхней части красящей ленты находится малая буква z.

В процессе печатания, до того как головка достигнет бумагоопорного вала, ее принудительное вращение прекращается, что гарантирует отпечаток знака от смазывания.

Печатание знаков (букв) происходит с различными интервалами времени. Интервал времени зависит от сочетания букв, например, сочетания *er*, *da*, *in* устанавливаются медленнее, чем сочетания *ch*, *en*, *ei*.

Конструкция печатающего механизма позволяет одновременно производить печатание одного знака и подготовку к печатанию другого знака. Под выступом гребенки 2 (рис. 5, б), которая перемещается в продольном пазу, находится поперечная канавка с шариками. В целях блокировки двойного удара длину поперечной канавки выбирают такой, чтобы между шариками могла разместиться одна гребенка, относящаяся к одному клавишному рычагу (на рис. 5 не показано). Вторая гребенка, связанная с другим клавишным рычагом, может немного опуститься в положение подготовки. В этом положении гребенка удерживается пружиной 2а.

При ударе пальцем по клавише 1 сначала опускается прилегающая к ней гребенка 2 и растягивается пружина 3, при этом конец гребенки входит в зону действия распределительного кулачкового вала 4. Распределительный кулачковый вал перемещает гребенку вперед по ее продольной оси. Все гребенки вниз имеют от одного до пяти зубьев, комбинации из которых соответствуют определенным знакам. Эти зубья различны по своей длине и положению и перемещают одну, несколько или все скобы выбора 5. Скобы выбора передают комбинации набора с помощью тяг 6 на ригели выбора 7 (показано два ригеля выбора). Один, несколько или все ригели выбора захватываются балансиром 8 (на рис. 5, в балансир изображен повернутым на 80°) и при его движении опускаются вместе с ним. Если ригели выбора находятся в исходном положении, т. е. когда ни на одну клавишу клавишных рычагов не произведен удар пальцем руки, то балансир, опускаясь, не захватит ни одного ригеля выбора. Колебательное движение балансир подучает от кулачков 13.

Установка малых и других знаков для печатания осуществляет-

ся с помощью наклона головки по направлению к красящей ленте с одновременным вращательным движением ее влево или вправо от исходного положения до пятого знака. Большие буквы и редко встречающиеся знаки устанавливают путем нажима на клавишу ригеля, при этом головка поворачивается на 180° . Два движения головки (наклон и вращение) и поворот на 180° производятся с помощью трех различных механизмов.

Управление механизмом наклона печатающей головки осуществляется с помощью комбинаций из двух ригелей 7(1) и 7(2). Предположим, что после удара пальцем по клавише ригель 7(1) выдвинулся вперед. Балансир 8, опускаясь вниз, захватывает указанный ригель.

Ригель 7(1), опускаясь поворачивает вниз рычаг 15, упирающийся другим концом в неподвижную опору 14, 16 и тягой поворачивает коленчатый рычаг 17, связанный с рычагом 12, который отводит горизонтальный ролик 11, расположенный в левой стороне машины. Стальная лента 10, закрепленная в правой стороне машины, проходит по горизонтальному ролику 9 и далее через всю машину по ролику 11 и закреплена на сегменте 23 (рис. 5, г) таким образом, что при отводе ролика 11 (рис. 5, в) вправо сегмент поворачивается вместе с полым валом 22 (рис. 5, г) и коническим колесом 21. С помощью конических колес 21 поворачиваются плата 19, ось 20 с печатающей головкой, которая устанавливается буквенным поясом на линию печати.

При выдвинутом вперед ригеле 7(2) (рис. 5, в) движение механизма повторится с той разницей, что коленчатый рычаг повернется на большой угол, так как рычаг 15 другим концом упрется в неподвижную опору 17. Ось тяги делит рычаг 15 с отношением плеч 2:1. Поэтому угол поворота сегмента с осью изменится. Все повторится вновь, если выдвинутся одновременно оба ригеля 7(1) и 7(2), при этом угол поворота сегмента с осью вновь изменится, так как перемещение рычагов увеличатся в три раза.

В исходном положении первый буквенный пояс печатающей головки находится на линии печати, когда ригели 7 не выдвинуты. При выдвинутом ригеле 7(1) печатающая головка повернется вверх и вторым буквенным поясом установится на линии печати. При выдвинутом ригеле 7(2) она установится третьим поясом на линии печати и, наконец, при выдвинутых вперед ригелях 7(1) и 7(2) печатающая головка установится четвертым поясом на линию печати.

Управление механизмом поворота печатающей головки осуществляется комбинацией из трех ригелей: 30, 29 и 29а (рис. 5, д). Если при ударе пальцем по клавише клавишного рычага, предположим, продвинулись вперед ригели 7(1) и 7(2) (рис. 5, в) и один из ригелей 30, 29, 29а (рис. 5, д), то указанные ригели опустят вниз балансир 8. В результате через систему рычагов 33, 31 и 32, тяг и неподвижных площадок (упоров), поворачивается рычаг 24 с роликом, который через вторую стальную ленту 25 (рис. 5, е) повернет шкив 27. Стальная лента одним концом укреплена в правой части машины и через установленные на рычагах 28, 24 ролики вторым концом закреплена на шкиве 27. Шкив 27 поворачивает проходящий внутри вала 22 (рис. 5, г) карданный вал 18, связанный через шарнир Гука с осью 20 печатающей головки, которая устанавливается соответствующим знаком на линии печати. При наличии 20 знаков (букв) на каждой половине буквенного пояса

поворот (вращение) печатающей головки с исходного положения может производиться в правую и левую стороны на пять знаков. Число шагов, на которое поворачивается печатающая головка при установке знаков (букв), определяется распределением плеч рычагов 33 и 31 (рис. 5, *д*) и зависит от комбинаций опускающихся ригелей: ригель 30 осуществляет движение на один шаг; 29 — на два шага; совместно ригели 29 и 30 осуществляют движение на три шага; 29а — на два шага; 29а и 29 — на четыре шага; 29б, 29 и 30 — на пять шагов. Ригель 29а никогда не используется один.

Механизм поворота печатающей головки на 180° показан на рис. 5, *е* (позиции на рис. 5, *а, б, в, г, д, е* — общие). При нажатии на клавишу регистра правый рычаг 28 повернется вправо (наружу). Это вызовет увеличение расстояния между центрами направляющих роликов и через стальную ленту 25, натягиваемую пружиной 26, поворот печатающей головки на 180°, в результате чего большие буквы и другие знаки окажутся перед бумагоопорным валом.

4. ПЕЧАТАЮЩИЙ МЕХАНИЗМ ТЕЛЕГРАФНОГО АППАРАТА Т-51

При ударах пальцами по клавишам с помощью промежуточных механизмов, электромагнита и электродвигателя производится механическая комбинация знаков, на приемном механизме и выполнение других функций аппарата, связанных с подготовкой и нанесением знаков на бумаге.

Печатающий механизм выполнен в виде отдельного съемного блока.

Электродвигатель с помощью червячной передачи вращает ось приемника, на который установлены два косозубых колеса, передающие вращение валу передатчика и сцепления с печатающим механизмом.

В процессе одного оборота вала муфты (рис 6) наборный механизм передает механическую комбинацию телеграфных знаков наборным линейкам 4...8, в результате наборные линейки образуют паз против одной из тяг 3. Усилением пружины 9 одна из тяг, прижатых к верхним граням наборных линеек, против которой образовался паз, западает в него, зацепляясь за выступ опорной планки 2 печатающей рамы.

В конце оборота вала муфты через ряд промежуточных деталей осуществляются включе-

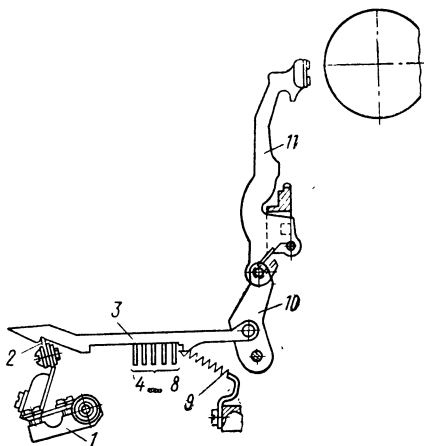


Рис. 6. Печатающий механизм телеграфного аппарата Т-51

ние муфты, оси сцепления с печатающим механизмом и поворот эксцентрика, расположенного на этой оси. Эксцентрик, вращаясь, передвигает рычаг с роликом 1, и опорная планка 2 печатающей рамы перемещается вперед. При этом опорная планка, перемещая за собой тяги, поворачивает промежуточный рычаг 10 и вместе с ним буквенный рычаг 11, производящий на бумаге отпечаток знака.

При дальнейшем повороте эксцентрика опорная планка 2 печатающей рамы вернется в исходное положение. Во время поворота опорная планка приподнимает тяговые рычаги над наборными линейками. Наборные линейки освобождаются и устанавливаются в положение для приема следующей комбинации знаков.

В конце оборота эксцентрика произойдет расцепление муфты и эксцентрик остановится.

5. ПЕЧАТАЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ ДЕСЯТИКЛАВИШНЫХ СЧЕТНО-ЗАПИСЫВАЮЩИХ МАШИН

Десятиклавишные счетно-записывающие машины предназначены в основном для сложения и вычитания чисел с их записью на бумажной ленте.

Суммирующая десятиклавишная счетно-записывающая машина АЕС. На рис. 7, а изображена схема машины. Нажимая на цифровые клавиши 2, поворачивают рычаг клавиши 1 и через промежуточные рычаги 12 выставляют соответствующие штифты 11 в наборной штифтовой каретке 4. При подъеме клавиши каретка перемещается влево на один шаг (разряд). Одновременно усилием пружин зубчатые рейки 3 перемещаются до упора в штифты 11 и вращают цифровые колеса индикатора, устанавливая их в положение набранной цифры для контроля.

Нажатием на клавишу «плюс» переносят набранное число в счетчик 7. При переносе планка гашения 10 продвигается вперед и возвращает в исходное положение выдвинутые до штифтов зубчатые рейки. Возвращаясь, они посредством тяг 5 перемещают зубчатые передаточные рейки 9. При этом счетчик 7, поворачиваясь на оси, опустится и войдет в зацепление зубчатыми колесами 6, 8 с передаточными рейками. Передаточные рейки (рис. 7, б) в свою очередь поворачивают сектора 13, связанные с цифровыми печатающими штангами 17, которые, поднимаясь вверх, устанавливают набранными цифрами на линию печатания против бумагоопорного валика 16; при этом одновременно передаточные рейки отжимая носики нулевых рычагов 14, повернут защелки собачек 15 (с помощью отогнутых лапок рычагов 14) и в других разрядах, где рейки не имели перемещений и обеспечивали печатание нулей. При дальнейшем вращении главного вала происходит поворот блокирующей планки 19 (рис. 7, в) и освобождение молоточков, которые под действием усилия своих пружин ударяют через собачки 20 по печатающим штангам, производя этим печатание на бумажной ленте набранного числа или суммы, накопленной на счетчике.

Точное фиксирование печатающих штанг с цифрами, установленными по линии печатания, производится линейкой 18, которая, входя во впадины зубьев, выравнивает и удерживает от смещения печатающие штанги.

Суммирующая десятиклавишная счетно-записывающая машина СД-110М. Схема машины изображена на рис. 8, а. Ввод числа

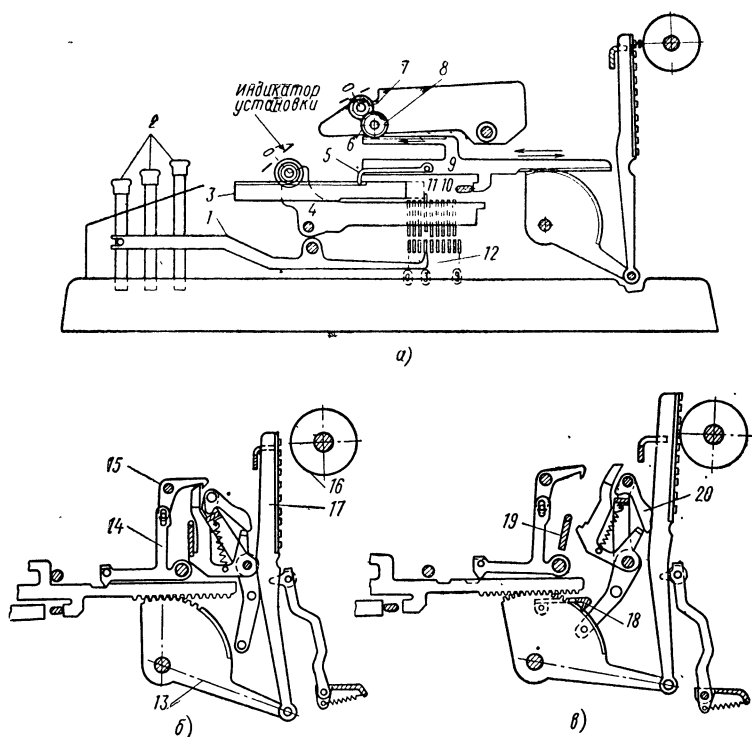
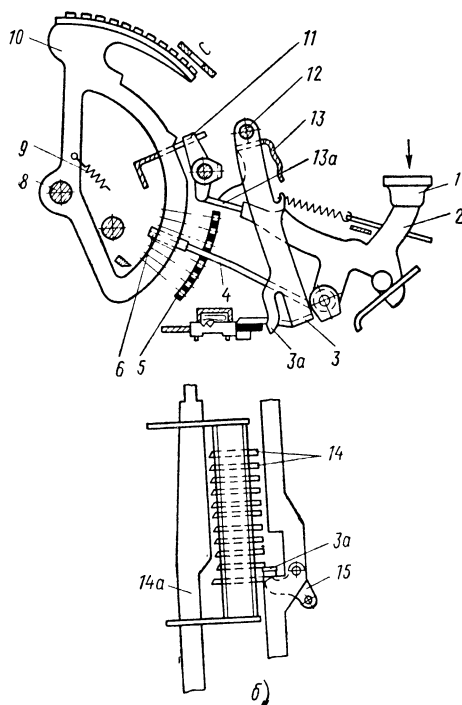
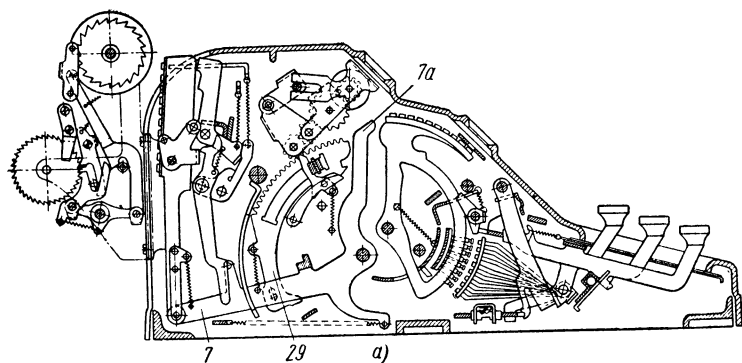


Рис. 7. Суммирующая десятиклавишная счетно-записывающая машина АЕС:

а — схема машины АЕС; б — механизм записи; в — механизм записи в момент печати

осуществляется путем последовательного нажатия на цифровые клавиши 1 (рис. 8, б). Клавиша, опускаясь вниз, поворачивает клавишный рычаг 2 относительно оси 12 и тягу 4, шарнирно укрепленную на клавишном рычаге. Тяга, поворачиваясь, продвигается вперед в направляющих решетках 5 и своим концом выдвигает штифт 6. Штифты расположены в десяти секторах по 8 штук. В верхней части сектора 10 имеется шкала с цифрами от 0 до 9. Сектора размещены на оси 8 в подвижной каретке. Пружины 9 стремятся повернуть сектора по часовой стрелке. В верхнем положении сектора удерживаются собачкой 11. При вводе числа каретка с секторами движется влево и при гашении набранного числа — направо. Внизу подвижной каретки установлена (размещена) каретка шагового сдвига с одиннадцатью фиксирующими пластинами 14. На оси 12 расположены клавишные рычаги и рамки 13 и 3. Поэтому, поворачиваясь при нажатии на клавишу, клавишный



рычаг одновременно своими плечиками давит на рамки 13 и 3, вращая их вокруг оси 12. В результате рамка 13 своим зубцом 13a отжимает собачку 11 и освобождает сектор 10, который под действием пружины 9 повернется до упора в штифт 6. Нижний конец рамки 3a передвинет фиксирующую пластину 14 вперед и даст

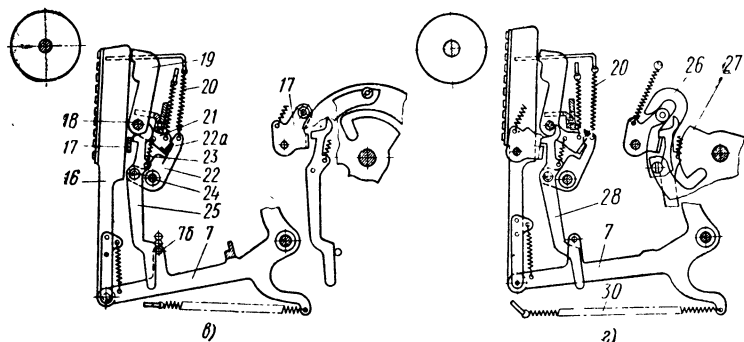


Рис. 8. Суммирующая десятиклавишная счетно-записывающая машина СД-110М:

а — схема машины; *б* — механизм ввода чисел; *в* — механизм записи; *г* — механизм записи в момент печати

возможность за счет пружины (на рис. 8, *б* не показана) сместить каретку влево до упора следующей пластины в нижний конец рамки 3а. После отрыва пальца от клавиши клавишный рычаг и рамки 13 и 3 вернутся в начальное положение, а каретка передвинется еще дальше (сумма двух движений каретки равняется шагу) и пластина 14 упрется в собачку 15, установившись против нижнего конца рамки 3.

При нажатии на клавишу с цифрой 9 работа указанных механизмов происходит иначе, штифт 6 не выдвигается, сектор, поворачиваясь, верхним упором входит в зацепление с собачкой 11, в результате происходит выдвижение фиксирующих пластин 14 и сдвиг каретки.

При возвращении каретки в исходное положение происходит принудительное возвращение секторов в исходное положение, а фиксирующие пластины 14, упираясь в пластину 14а, возвращаются обратно.

При нажатии на одну из исполнительных клавиш нулевые собачки 22 (рис. 8, *в*), поворачиваясь, производят перенос набранного числа в счетчик, а при обратном движении осуществляют восстановительный и счетный циклы.

Печатание цифр и других знаков осуществляется печатающими цифровыми штангами 16, шарнирно связанными с рычагами 7 механизма привода. На оси 18 свободно установлены молоточки 19. Количество молоточков равно количеству штанг. Молоточки связаны с нулевыми собачками 22, установленными свободно на оси 24, и спусковым рычагом 25. Связь обеспечивается с помощью пружин 21 и 23. Нулевые собачки 22 имеют отогнутые плечики 22а, связывающие их друг с другом, что позволяет собачкам вышестоящих разрядов отключать собачки низших разрядов.

Печатающие штанги условных знаков поднимаются в заданное положение для записи не так, как цифровые, а непосредственно от нажатия исполнительных клавиш через знаковые скобы.

Печатание цифр и выполнение других операций производят нажатием одной из исполнительных клавиш, включающих электро-

двигатель. Привод машины поворачивает кулачок 27 (рис. 8, г) вперед и поднимает планку возврата 28. Планка возврата освобождает рычаги 7. Рычаги с помощью пружин 30 поднимают цифровые штанги 16 в заданное положение и ставят установленные цифры на линию печатания. Штифт 7б при повороте рычага 7 западает за выступ спускового рычага 25, который под действием пружины 20 подходит к планке срыва 17. В конце цикла рычаг 26 своим крючком захватывает ролик планки срыва и поворачивает ее до зацепления с плечиками спусковых рычагов 25. Одновременно с рычагами 7 поворачиваются вверх зубчатые рычаги 29 (рис. 8, а) до упора концами 7а в установленные секторы 10. Рычаги и зубчатые сектора займут положения, соответствующие набранному числу, и произойдет перенос набранного числа в счетчик. При обратном повороте кулачка 27 (рис. 8, г) вместе с ним поворачивается рычаг 26 и выводит ролик планки срыва 17 из своего паза. Планка срыва поднимает спусковые рычаги 25 и нулевые собачки 22. Освобожденные молоточки ударяют по печатающим штангам, которые производят печатание.

6. ПЕЧАТАЮЩИЙ МЕХАНИЗМ ТАБУЛЯТОРА Т-5

Печатающий механизм табулятора предназначен для автоматического печатания на бумажной ленте результатов, накопленных в счетчиках, и цифровых данных, взятых с перфокарт.

Печатающие штанги установлены в шести

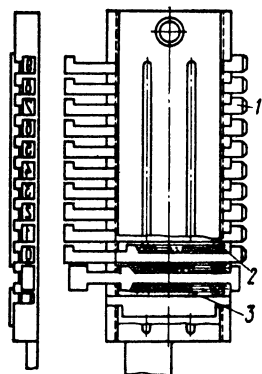


Рис. 9. Коробочка штанги

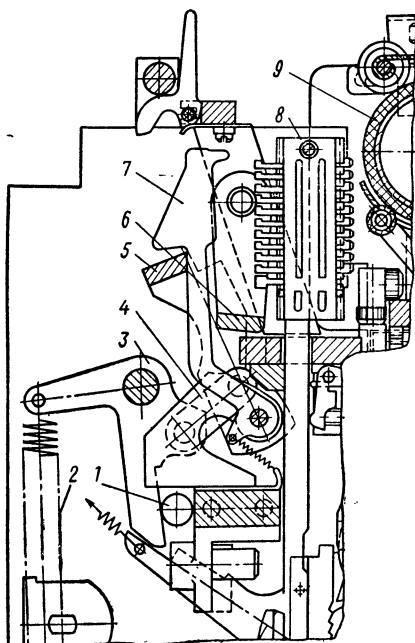


Рис. 10. Печатающий механизм:

1 — ограничительный штифт; 2 — пружина; 3 — спусковой курок; 4 — серьга; 5 — ударная планка; 6 — планка отшиба; 7 — молоточек; 8 — печатающая штанга; 9 — бумагоопорный валик

секциях механизма по двенадцать штанг в секции. Штанги совершают вертикальное возвратно-поступательное движение в направляющих гребенках. Эксцентрик, установленный на главном валу, включается в зависимости от настройки машины и перемещает ферму с печатающими штангами. Каждая штанга состоит из коробочки и стержня. В коробочке (рис. 9) установлены одиннадцать пуансонов-литер 1, которые могут перемещаться в пазах и возвращаться в исходное положение легкими пружинками 2, размещенными на направляющих штифтах 3. Установка штанги по высоте осуществляется с помощью гребенок с зубьями во время их подъема.

Печатание производится ударом молоточков 7 по пуансонам-литерам, установленным в печатающих штангах 8 (рис. 10) против бумагоопорного валика каретки 9. Все молоточки размещены по одиннадцать штук в каждой секции и по одному молоточку между секциями. Молоточки под действием силы тяжести и слабых пружин опираются на ударную планку 5, укрепленную осевыми болтами на ферме. Два спусковых курка 3 установлены на эксцентричных болтах, привертнутых к рычагам подъема фермы с двух сторон. Спусковые курки связаны серьгами 4 с ударной планкой. Под действием двух сильных винтовых пружин 2 курки опираются на ограничительные штифты 1 и удерживают ударную планку в определенном положении. Курки срываются с ограничительных штифтов при движении фермы вверх. Пружины курков, сжимаясь, через ударную планку с силой отбрасывают молоточки, обеспечивая этим печатание установленных знаков. После удара по пуансонам-литерам ударные молоточки до начала опускания печатающих штанг отбрасываются назад планкой отшиба 6. При движении фермы вниз все механизмы устанавливаются в свои исходные положения.

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ ПИШУЩИХ МАШИН

1. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

При исследовании печатающих механизмов конструктивные схемы механизмов заменяются кинематическими. На схеме звенья изображают в виде отрезка прямой, треугольника и других простейших геометрических фигур. Концы отрезка являются характерными точками мест соединений рассматриваемого звена с соседним звеном. Вершина фигуры является центром тяжести звена.

Как правило, печатающий механизм состоит из одного неподвижного звена (стойки) и подвижных звеньев. В процессе движения механизма его звенья занимают различные положения. Графическое изображение взаимного расположения звеньев, соответствующее выбранному моменту времени или положению механизма, называют планом механизма.

При работе печатающего механизма звенья механизма перемещаются в одном направлении (вперед) и после нанесения оттиска возвращаются в исходное положение.

Наглядное представление о движении механизма дает последовательное изображение положений (планов) механизма. С этой целью путь, проходимый клавишей клавишного рычага или буквенным рычагом при движении механизма вперед или в исходное положение, разбивают на равные части. Число равных частей выбирают по усмотрению исследователя. Чем больше число частей, тем лучше, так как результаты исследования получаются более точными.

При кинематическом анализе печатающих механизмов за основу взято движение клавиш клавишного рычага канцелярских пишущих машин, путь которых разбивают на 10 равных частей.

Кинематическое исследование механизмов, т. е. определение скоростей и ускорений, производится графическими методами.

В качестве примера рассмотрим четырехшарнирный механизм, изображенный на рис. 11, а. Размеры звеньев и закон движения у коромысла 1 (угловая скорость и угловое ускорение ω_1 и ε_1) известны. Требуется найти скорость и ускорение точки В (v_B и a_B), а также угловую скорость и угловое ускорение буквенного рычага 3 (ω_3 и ε_3).

Скорость точки А определяют по формуле

$$v_A = l_{OA} \omega_1, \quad (1)$$

где l_{OA} — размер звена ОА.

Связь между скоростью точки В и скоростью точки А определяется векторным уравнением

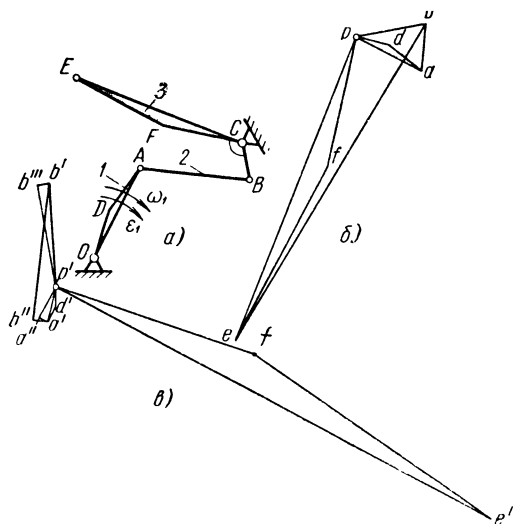


Рис. 11. Четырехшарнирный механизм с планами скоростей и ускорений:

a — механизм (1 — коромысло; 2 — шатун; 3 — буквенный рычаг); *б* — план скоростей; *в* — план ускорений

$$\underline{\underline{v_B}} = \underline{\underline{v_A}} + \underline{\underline{v_{BA}}}. \quad (2)$$

В этом уравнении направления скоростей для всех звеньев механизма известны, они направлены перпендикулярно звеньям, а для точки *A* известна ее скорость. Поэтому вектор $\underline{\underline{v_A}}$, известный по величине и направлению, подчеркнут двумя линиями, а остальные векторы, у которых известно только направление скорости, подчеркнуты одной линией.

Векторное уравнение эквивалентно двум скалярным уравнениям. Наше уравнение имеет две неизвестные величины: скорости v_B и v_{BA} , которые найдем, построив план скоростей.

Для построения плана скоростей необходимо установить масштаб скорости. Для этого по своему усмотрению выбираем величину отрезка pa в миллиметрах, соответствующую скорости v_A , и определяем масштаб скорости:

$$\mu_v = \frac{pa}{v_A} \left[\frac{\text{мм}}{\text{мм} \cdot \text{с}^{-1}} \right]. \quad (3)$$

Умножив на масштаб все члены векторного уравнения, получим векторное уравнение в отрезках

$$\underline{\underline{y_B}} = \underline{\underline{y_A}} + \underline{\underline{y_{BA}}}, \quad (4)$$

где $y_A = pa$ (p — произвольная точка, называемая полюсом плана скоростей).

Построение плана скоростей показано на рис. 11, б. От точки p

откладываем перпендикулярно коромыслу OA отрезок pa , через конец этого отрезка (точку a) проводим линию перпендикулярно шатуну AB . Затем через точку p проводим прямую линию перпендикулярно коромыслу BC до пересечения с прямой, перпендикулярной AB . Точку пересечения обозначим буквой b . Построенный треугольник является планом скоростей. Скорости

$$v_B = \frac{y_B}{\mu_v} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right] \text{ и } v_{BA} = \frac{y_{BA}}{\mu_v} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right],$$

где $y_B = pb$ и $y_{BA} = ab$ — отрезки, взятые из плана скоростей.

Угловая скорость

$$\omega_3 = \frac{v_B}{l_{BC}}.$$

Перенеся вектор v_B в точку B' , устанавливаем направление вращения коромысла. Направление угловой скорости ω_3 всегда совпадает с направлением скорости коромысла v_B .

Для определения ускорения точки B напомним векторное уравнение

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}. \quad (5)$$

Если звенья механизма вращаются с непостоянной скоростью, то полное ускорение звена

$$a = a^n + a^t, \quad (6)$$

где a — полное ускорение;

a^n — нормальное ускорение, направлено вдоль звена к его оси вращения;

a^t — тангенциальное (касательное) ускорение, направлено перпендикулярно к звену. При ускоренном движении звена направление его совпадает со скоростью звена v , при замедленном движении противоположно скорости. Если угловая скорость звена $\omega = \text{const}$, то $a^t = 0$. Направление a^t всегда совпадает с направлением углового ускорения ϵ звена.

При поступательном движении звена полное ускорение $a = a^t$, а $\epsilon = 0$.

В рассматриваемом механизме все звенья поворачиваются и $\omega_i \neq \text{const}$, поэтому их ускорения складываются из нормального и тангенциального ускорений.

Уравнение (5) запишем следующим образом

$$\underline{\underline{\vec{a}_B^n}} + \underline{\underline{\vec{a}_B^t}} = \underline{\underline{\vec{a}_A^n}} + \underline{\underline{\vec{a}_A^t}} + \underline{\underline{\vec{a}_{BA}^n}} + \underline{\underline{\vec{a}_{BA}^t}}. \quad (7)$$

По имеющимся данным вычислим a_A^n , a_A^t , a_B^n и a_{BA}^n по формулам

$$a_A^n = l_{OA} \omega_1^2; \quad (8)$$

$$a_A^t = l_{OA} \epsilon_1; \quad (8a)$$

$$a_B^H = \frac{v_B^2}{l_{BC}}; \quad (9)$$

$$a_{BA}^H = \frac{v_{BA}^2}{l_{BA}}, \quad (10)$$

где l_{OA}, l_{BC}, l_{BA} — размеры звеньев OA, BC, BA .

Для построения плана ускорений установим масштаб ускорений

$$\mu_a = \frac{p' a'}{a_A^H}, \quad (11)$$

где $p'a'$ — произвольно выбранный отрезок в мм;

a_A^H — нормальное ускорение точки A коромысла.

Умножим все члены векторного уравнения (7) на масштаб, получим векторное уравнение в отрезках

$$\underline{\bar{z}}_B^H + \underline{\bar{z}}_B^T = \underline{\bar{z}}_A^H + \underline{\bar{z}}_A^T + \underline{\bar{z}}_{BA}^H + \underline{\bar{z}}_{BA}^T, \quad (12)$$

где $\underline{\bar{z}}_A^H = p' a''$, а p' — полюс ускорений.

Построение плана ускорений показано на рис. 11, в.

От точки p' откладываем отрезок $\underline{\bar{z}}_A^H = p' a''$ и добавляем к нему отрезок $\underline{\bar{z}}_A^T = a'' a'$. Гипотенуза $p'a'$ представляет собой полное ускорение точки A . В соответствии с написанным векторным уравнением, т. е. с правой его частью, от конца полного ускорения (точки a') откладываем отрезок $\underline{\bar{z}}_{BA}^H = a'b''$ параллельно AB (в направлении от точки B к точке A , так как точка B вращается относительно точки A); через полученную точку b'' проводим линию перпендикулярно AB . Вдоль этой линии действует тангенциальное ускорение

a_{BA}^T , неизвестное по величине. В соответствии с левой частью векторного уравнения от точки p' откладываем отрезок $\underline{\bar{z}}_B^H = p'b'''$ и через точку b''' проводим линию перпендикулярно CB . Проведенные линии пересекаются в точке b' . Соединив точки a' и b' , получим отрезок, характеризующий полное ускорение a_{BA} . Соединив точки b' и p' , получим отрезок, характеризующий полное ускорение a_B . Построенный многоугольник является планом ускорений.

Полное ускорение коромысла (буквенный рычаг 3).

$$a_B = \frac{z_B^T}{\mu_a} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}^2} \right], \text{ где } z_B = p'b'.$$

Тангенциальное ускорение

$$a_B^T = \frac{z_B^T}{\mu_a} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}^2} \right], \text{ где } z_B^T = b'b''.$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_B^T}{l_{BC}}.$$

Перенеся векторы скорости v_B и ускорения a_B^T в точку B , видим, что направления скорости и ускорения совпадают, т. е. коромысло в этом положении перемещается ускоренно.

На рис. 11, б, в показаны скорость и ускорение точки D , принадлежащей коромыслу 1.

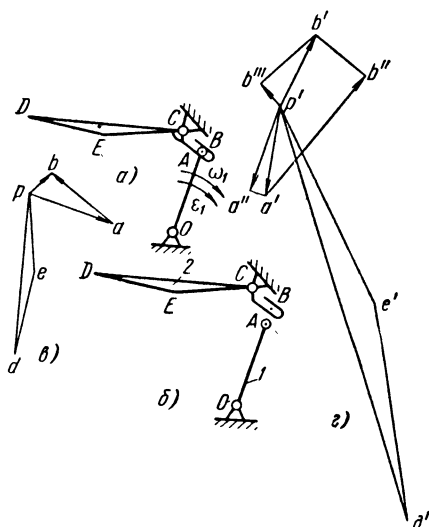


Рис. 12. Кулисный механизм с планами скоростей и ускорений:

a — механизм; b — звенья механизма: 1 — коромысло; 2 — буквенный рычаг (кулиса); $в$ — план скоростей; $г$ — план ускорений

шатуна). Скорость и ускорение точки D определяются на основании полученных на планах скоростей и ускорений векторов y_{BA} и z_{BA} построением на них треугольников, подобных треугольнику AOD на шатуне 2, т. е. $\triangle AOD \sim \triangle apd$ и $\triangle AOD \sim \triangle a'p'd'$. Правильное положение точки d на подобных фигурах планов скорости и ускорений проверяют по правилу обхода контура. Правильным является положение точек d и d' , при котором обход контуров apd и $a'p'd'$ происходит в том же направлении, что и обход контура AOD на шатуне 2.

Скорость точки D

$$v_D = \frac{pd}{\mu_v} = \frac{y_D}{\mu_v} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right],$$

ускорение точки D

$$a_D = \frac{p' d'}{\mu_a} = \frac{z_D}{\mu_a} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}^2} \right],$$

угловое ускорение шатуна

$$\epsilon_2 = \frac{a_{BA}^T}{l_{BA}} \left[\frac{1}{\text{с}^2} \right], \quad \text{где } a_{BA}^T = \frac{a' b'}{\mu_a}.$$

Перенеся векторы v_{BA} и a_{BA}^T в точку B , устанавливаем, что скорость и ускорение по направлению совпадают, т. е. звено движется ускоренно.

На рис. 12, a изображен кулисный механизм. Размеры звеньев, закон движения коромысла, условная скорость и угловое ускорение (ω_1 и ϵ_1) известны. Требуется произвести кинематическое исследование механизма в изображенном положении.

Связь между скоростями v_A и v_B определяется векторным уравнением

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA},$$

где $v_A \perp OA$ и $v_B \perp CB$.

Движение точки B относительно точки A состоит из двух движений: переносного со скоростью v_A и относительного со скоростью v_{BA} , направленной вдоль направляющего паза кулисы. Точки A и B всегда совпадают друг с другом, но принадлежат разным звеньям (рис. 12, b).

Скорость точки A

$$v_A = l_{OA} \omega_1,$$

где l_{OA} — размер коромысла OA .

ω_1 — угловая скорость коромысла OA .

Устанавливаем масштаб плана скоростей μ_v и пишем векторное уравнение в отрезках

$$\underline{\underline{y}}_B = \underline{\underline{y}}_A + \underline{\underline{y}}_{BA}.$$

Построение плана скоростей показано на рис. 12, $в$. Из полюса плана скоростей p проводим вектор $y_A = pa$ (известный по величине и направлению) и линию перпендикулярно CB , а из точки a — линию параллельно направляющему пазу. В пересечении этих линий ставим точку b .

Скорости

$$v_B = \frac{y_B}{\mu_v} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right]; \quad v_{BA} = \frac{y_{BA}}{\mu_v} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right],$$

где $y_B = pb$, $y_{BA} = ba$.

Угловая скорость кулисы

$$\omega_3 = \frac{v_B}{l_{CB}} \left[\frac{1}{\text{с}} \right].$$

Ускорение точки B находим по векторному уравнению

$$\underline{\underline{a}}_B = \underline{\underline{a}}_B^H + \underline{\underline{a}}_B^T = \underline{\underline{a}}_A^H + \underline{\underline{a}}_{BA}^K + \underline{\underline{a}}_{BA}^T. \quad (13)$$

В этом уравнении член a_{BA}^K представляет Кориолисово (поворотное) ускорение, которое появляется в результате взаимодействия переносного и относительного движений при повороте кулисы.

Направление ускорения a_{BA}^K находим поворотом вектора v_{BA} на 90° в сторону ω_2 . Кориолисово ускорение всегда перпендикулярно направляющему пазу кулисы.

Ускорение a_{BA}^H направлено вдоль направляющего паза кулисы.

Направления других ускорений следующие:

$$a_B^H \parallel BC, \quad a_A^H \parallel OA, \quad a_B^T \perp BC \quad \text{и} \quad a_A^T \perp OA.$$

Определяем величины ускорений

$$\left. \begin{aligned} a_A^H &= l_{OA} \omega_1^2; & a_A^T &= l_{OA} \varepsilon_1; \\ a_B^H &= \frac{v_B^2}{l_{CB}} & \text{и} & \quad a_{BA}^K = 2v_{BA} \omega_2. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Устанавливаем масштаб плана ускорений μ_a и пишем векторное уравнение в отрезках

$$\underline{\underline{z_B^H}} + \underline{\underline{z_B^T}} = \underline{\underline{z_A^H}} + \underline{\underline{z_A^T}} + \underline{\underline{z_{BA}^K}} + \underline{\underline{z_{BA}^T}}.$$

Построение плана ускорений показано на рис. 12, г. Из полюса p' проводим отрезок $z_A^H = p'a''$ и добавляем к нему отрезок $z_A^T = a'a''$. Гипотенуза $p'a'$ представляет собой полное ускорение точки A . От точки a' откладываем отрезок $z_{BA}^K = a'b''$, через полученную точку b'' проводим линию, параллельную направляющему пазу кулисы. Затем от точки p' откладываем отрезок $z_B^H = p_1b'''$ и через точку b''' проводим линию перпендикулярно CB . В пересечении проведенных линий ставим точку b' .

Ускорения a_B , a_{BA}^T и a_B^T изображаются отрезками

$$z_B = p'b', \quad z_{BA}^T = b''a' \quad \text{и} \quad z_B^T = b'''b''.$$

Эти ускорения имеют величины

$$\begin{aligned} a_B &= \frac{z_B}{\mu_a} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}^2} \right]; & a_{BA}^T &= \frac{z_{BA}^T}{\mu_a} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}^2} \right]; \\ a_B^T &= \frac{z_B^T}{\mu_a} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}^2} \right]. \end{aligned}$$

Угловое ускорение кулисы CB вычисляем по формуле

$$\varepsilon_3 = \frac{a_B^T}{l_{CB}}.$$

Перенеся в точку B скорость v_B и ускорение a_B^T устанавливаем, что звено CB вращается ускоренно, так как направления скорости и ускорения совпадают.

Экспериментальная установка состоит из печатающего механизма, индукционного датчика и осциллографа.

Ось катушки индукционного датчика связана с клавишным рычагом. При движении клавишного рычага в обмотке катушки индуцируется э.д.с., по величине пропорциональная линейной скорости рычага, которая записывается с помощью осциллографа на пленку. Полученная запись осциллограммы представляет собой скорость движения клавишного рычага по времени. Для нахождения по этой осциллограмме величин скорости времени необходимо определить масштабы. Масштаб скорости определяется с помощью специальной установки в виде кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем (рис. 14). Профиль кулачка выполнен по архимедовой спирали для получения постоянной скорости движения толкателя, а в качестве толкателя использована ось катушки индукционного датчика, с помощью которой производится запись скорости движения клавишного рычага. Скорость движения толкателя была записана на пленку посредством осциллографа.

Истинную скорость толкателя определяем по формуле

$$v_T = \frac{2Hn}{60} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right], \quad (15)$$

где H — ход толкателя в мм;

n — число оборотов кулачка в об/мин.

Вычислив скорость движения толкателя v_T и замерив ординату записанной скорости толкателя h_T , определяем масштаб скорости

$$\mu_v = \frac{h_T}{v_T} \left[\frac{\text{мм}}{\text{мм} \cdot \text{с}^{-1}} \right]$$

и масштаб времени

$$\mu_t = \frac{x}{t} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right],$$

где x — размер по оси абсцисс осциллограммы скорости в мм;

t — время, в течение которого проводилась эта запись, в с.

Запись скорости движения клавишного рычага была произведена при одновременном печатании букв на шести экземплярах писчей бумаги одной толщины с проложенной копировальной бумагой и четким отпечатком букв на последнем экземпляре. Буквы печатались на писчей бумаге различной толщины от 0,05 до 0,1 мм, при твердости бумагоопорного резинового вала 92—94 единицы по Шору.

Достаточно полное представление о законе движения печатающего механизма дают диаграммы, изображенные на рис. 15, построенные на основе кривых осциллографической записи скорости перемещения клавишного рычага вниз при печатании букв на писчей бумаге толщиной 0,05—0,06 мм.

Диаграмма скорости движения клавиши клавишного рычага по времени $[v_k, t]$ представляет собой осциллограмму, вычерченную в увеличенном масштабе времени μ_t [мм/с]; масштаб скорости μ_v [мм/мм·с⁻¹] увеличен и пересчитан для клавиши с учетом размеров рычага.

Диаграммы ускорений $[a_k, t]$ и перемещений $[s_k, t]$ клавиши

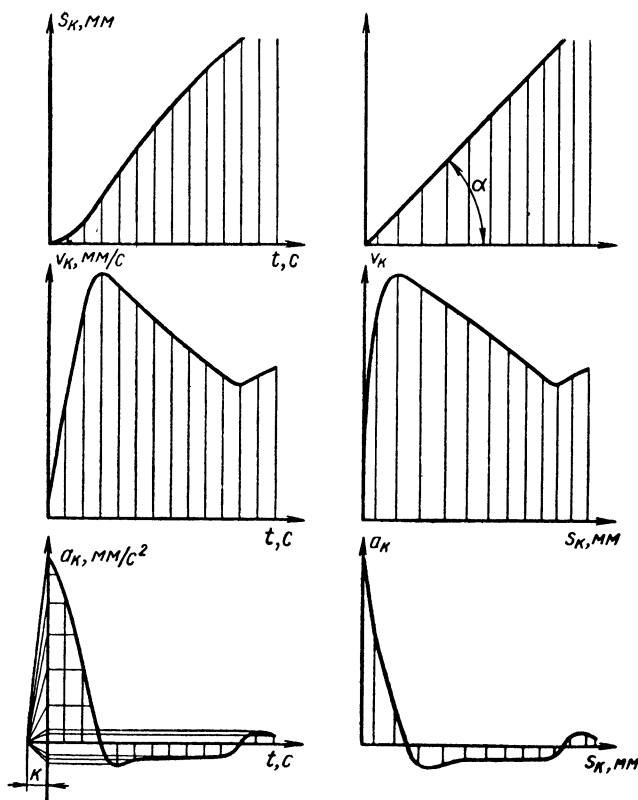


Рис. 15. Диаграммы скоростей, перемещений и ускорений

клавишного рычага построены путем графического дифференцирования и интегрирования диаграммы скорости.

Дифференцирование (рис. 16, а). Ускорение — есть производная от скорости по времени

$$a_K^T = \frac{dv_K}{dt} . \quad (16)$$

Из диаграммы $[v_K, t]$ значения

$$dv_K = \frac{dy_v}{\mu_v} \quad \text{и} \quad dt = \frac{dx_t}{\mu_t} ,$$

где y_v и x_t — координаты любой точки на кривой диаграммы $[v_K, t]$.

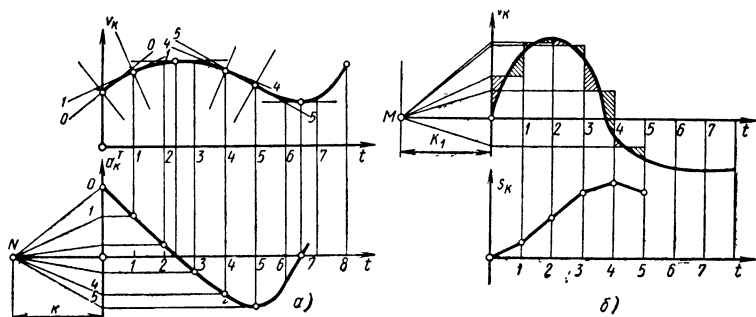


Рис. 16. Графическое дифференцирование и интегрирование:
 а — графическое дифференцирование: $[v_K, t]$ — диаграмма скоростей; $[a_K, t]$ — диаграмма ускорений; б — графическое интегрирование: $[v_K, t]$ — диаграмма скоростей; $[s_K, t]$ — диаграмма перемещений

Подставим эти данные в формулу (16)

$$a_K^T = \frac{dy_v \mu_t}{\mu_v dx_t} = \frac{\mu_t}{\mu_v} \operatorname{tg} \psi,$$

где ψ — угол, образуемый касательной с осью абсцисс.

Подставим в это выражение

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{y_a}{K_1},$$

где y_a — ордината ускорения клавишного рычага на строящейся диаграмме $[a_K^T, t]$,

K_1 — постоянный отрезок при дифференцировании.

Тогда

$$a_K^T = \frac{\mu_t y_a}{\mu_v K_1} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}^2} \right],$$

где $\frac{\mu_t}{\mu_v} = \frac{1}{\mu_a}$ или масштаб ускорения

$$\mu_a = \frac{\mu_v K_1}{\mu_t}. \quad (17)$$

Практически предварительно основание диаграммы $[v_K, t]$ по оси абсцисс делим на ряд равных частей (чем больше частей, тем лучше) и проводим через точки деления вертикальные линии до пересечения с кривой скорости. В точках пересечения необходимо провести касательные к диаграмме скорости. Для удобства построения касательных используем зеркало, поставленное на ребро. Зеркало размещаем в точке пересечения перпендикулярно к предполагаемому направлению касательной. Затем, поворачивая зеркало относительно выбранной точки, устанавливаем его так, чтобы кривая

перед зеркалом продолжалась без излома в зеркале. В этом положении зеркала вдоль его плоскости проводим на диаграмме линию. Прямая, проведенная перпендикулярно к этой линии через точку пересечения, является касательной. Аналогично поступаем при проведении касательных в других точках. Далее от начала координат строящейся диаграммы $[a_k^T, t]$ по оси абсцисс в левую сторону откладываем отрезок k и через точку N проводим линии, параллельные касательным. Величина отрезка k влияет на высоту диаграммы ускорения, с уменьшением отрезка высота диаграммы уменьшается и наоборот. Через точки пересечения параллельных линий с осью ординат вновь проводим параллельные с осью абсцисс линии до пересечения с одноименными вертикальными линиями. Точку пересечения соединяем плавной кривой, которая представляет собой диаграмму ускорений.

Интегрирование. Скорость

$$v_k = \frac{ds_k}{dt} \quad \text{или} \quad ds_k = v_k dt. \quad (18)$$

Перемещение клавиши клавишного рычага

$$s_k = \int v_k dt.$$

Если интегрирование проводится на первом участке t_0-t_1 , то

$$s_{k1} - s_{k0} = \int_{t_0}^{t_1} v_{k1} dt = v_{k1} \int_{t_0}^{t_1} dt = v_{k1} t_1.$$

При интегрировании на втором участке t_1-t_2

$$s_{k2} - s_{k1} = \int_{t_1}^{t_2} v_{k2} dt = v_{k2} \int_{t_1}^{t_2} dt = v_{k2} (t_2 - t_1)$$

и т. д.

В этих выражениях v_{k1} , v_{k2} и др. представляют собой постоянные значения усредненных значений скорости на этих участках.

На первом участке

$$v_{k1} = \frac{y_{v1}}{\mu_v}; \quad t_1 = \frac{x_{t1}}{\mu_t};$$

подставим эти значения в формулу для участка t_0-t_1 , тогда

$$s_{k1} = \frac{y_{v1} x_{t1}}{\mu_v \mu_t} = \frac{f}{\mu_v \mu_t}.$$

Представим площадь

$$f = k_2 y_{s1},$$

где y_{s1} — ордината перемещения клавиши клавишного рычага на диаграмме $[s_k, t]$;

k_2 — постоянный отрезок при интегрировании,

Так как

$$\frac{y_{v1}}{k_2} = \frac{y_{s1}}{x_{t1}} = \operatorname{tg} \psi.$$

Тогда на первом участке перемещение клавиши

$$s_{K1} = -\frac{k_2 y_{s1}}{\mu_v \mu_t} = -\frac{y_{s1}}{\mu_s},$$

на втором участке

$$s_{K2} = -\frac{k_2 y_{s2}}{\mu_v \mu_t} = -\frac{y_{s2}}{\mu_s}$$

и т. д.,

где $\frac{k_2}{\mu_v \mu_t} = \frac{1}{\mu_s}$ или масштаб перемещения

$$\mu_s = \frac{\mu_v \mu_t}{k_2}. \quad (19)$$

При графическом интегрировании (рис. 16, б) часть диаграммы $[v_k, t]$, расположенную между вертикальными линиями, заменяем равнобедренными площадями прямоугольников. Горизонтальные прямые проводим так, чтобы верхняя и нижняя площади диаграммы относительно горизонтальной прямой были равны. Затем откладываем от начала координат диаграммы $[v_k, t]$ по оси абсцисс влево отрезок k_1 . Горизонтальные прямые продолжаем до пересечения с осью ординат. Точки пересечения соединяем с точкой M на отрезке k_1 . Построение диаграммы $[s_k, t]$ сводится к проведению между вертикальными линиями этой диаграммы с начала координат соответствующих линий, параллельных с линиями, проведенными к точке M . Диаграмма $[s_k, t]$ представляет ломаную кривую, так как линии проводятся последовательно одна за другой. Этими методами построены диаграммы $[s_k, t]$ и $[a_k, t]$, показанные на рис. 15.

Диаграммы скорости и ускорения клавиши клавишного рычага по перемещению клавиши $[v_k, s_k]$ и $[a_k, s_k]$ построены по диаграммам $[v_k, t]$, $[a_k, t]$ и $[s_k, t]$ путем исключения времени. Масштабы построенных диаграмм равны масштабам исходных диаграмм, так как угол α на вспомогательной диаграмме равен 45° . Если, например, новую диаграмму $[v_k, s_k]$ требуется построить не в масштабе исходной диаграммы, а в каком-либо ином, например μ'_s , то наклонную прямую нужно провести под углом α' .

Диаграмма $[v_k, s_k]$ представляет скорость точки k'' (рис. 13) клавишного рычага, с которой был связан датчик. Эта диаграмма представляет также и диаграмму скорости клавиши клавишного рычага в масштабе

$$\mu'_v = \frac{y_k}{v_k}, \quad v_k = v_{k'} \text{ п } \frac{l_{ок}}{l_{ок'}},$$

где y_k — ордината скорости клавиши клавишного рычага для любого положения механизма в мм;

v_k — скорость клавиши клавишного рычага в этом положении механизма в мм/с;

$v_{k,п}$ — скорость клавишного рычага в точке k' определяется по диаграмме $[v_k, s_k]$ в мм/с;

$l_{ок}$ и $l_{ок'}$ — расстояние от оси вращения клавишного рычага до клавиши и до точки $к'$ в мм.

Аналогично определяем масштаб ускорения клавиши клавишного рычага для диаграммы $[a_k^T, s_k]$.

Планы скоростей строят при условии, что движение клавишного рычага происходит с постоянной скоростью. Фактически скорость клавишного рычага представлена диаграммой $[v_k, s_k]$.

Чтобы установить истинную скорость движения буквы (литеры) буквенного рычага, необходимо для каждого плана скоростей установить свой масштаб.

Масштаб скорости для каждого плана скоростей определяют по формуле

$$\mu_{vp} = \frac{p_k}{v_{kp}} \left[\frac{\text{мм}}{\text{мм} \cdot \text{с}^{-1}} \right],$$

где p_k — вектор скорости клавиши клавишного рычага в мм (величина постоянная на всех планах скоростей);

v_{kp} — скорость клавиши клавишного рычага, установленная по диаграмме, в мм/с.

Истинная скорость буквы буквенного рычага находится по формуле

$$v_{6п} = v_6' \frac{l_{026}}{l_{026'}},$$

где v_6 — скорость в точке $б$ буквенного рычага (рис. 13); l_{026} и $l_{026'}$ — линейные размеры буквенного рычага, определяются по чертежу.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ

Печатающие механизмы имеют много различных конструктивных исполнений, в которых использованы кулисные и четырехзвенные механизмы. С целью обобщения методики расчета усилий в кинематических парах, рассмотрим печатающие механизмы пишущих машин с кулисными шарнирными соединениями подвижных звеньев. Метод расчета печатающих механизмов со смешанным (кулисным и шарнирным) соединением подвижных звеньев будет аналогичен.

Определение сил в кинематических парах производят по известным (заданным): а) величине движущей силы при ударе пальцем по клавише (движущая сила в других положениях механизма равна нулю — механизм перемещается (двигается) по инерции); б) закону движения одного из звеньев механизма; в) силам возвратных пружин (пружины отдачи клавишного рычага и пружин отдачи мостика) и г) динамическим параметрам звеньев механизма, приведенным в табл. 1.

Определение движущей силы. Шесть одновременных оттисков (от ленты по ГОСТ 6048—51 и копировальной бумаги М-14 и М-16 по ГОСТ 489—52), произведенные на писчей бумаге № 1 (1 кв. м весит 71 гс) по ГОСТ 3331—55 при условии печатания любого знака, имеющегося на клавиатуре, должны обеспечиваться ударной нагрузкой на клавишу грузом не более 100 гс, свободно падающим

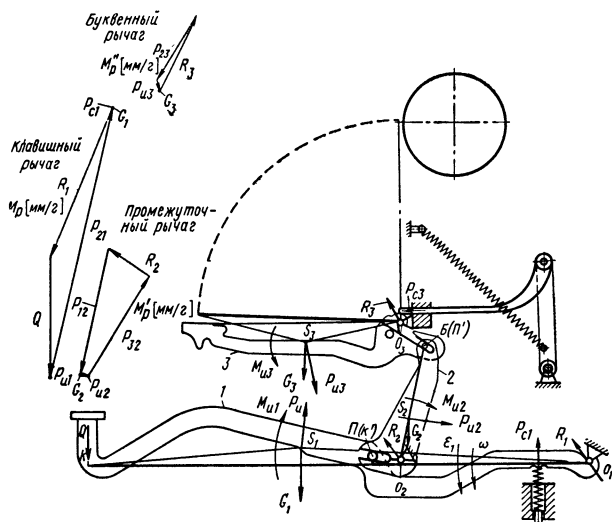


Рис. 17. Печатающий механизм пищевой машины типа I:
1 — клавишный рычаг; 2 — промежуточный рычаг; 3 — буквенный рычаг

с высоты 150 мм (ГОСТ 6913—54). При этом оттиски на каждом листе должны быть ясными, равномерно-четкими и соответствовать эталонам, утвержденным в установленном порядке.

Величину движущей силы можно определить различными методами, пользуясь основным уравнением теории удара, или из рассмотрения деформации клавишного рычага (звена приведения) при ударе и статическом нагружении.

Приближенно движущую силу определяем из равенства работ, совершаемых падающим грузом и звеном приведения (клавишным рычагом) при перемещении клавиши до конца, считая силу постоянной (энергетический метод)

$$Qs_K = Gh, \quad Q = G \frac{h}{s_K}, \quad (20)$$

где Q — движущая сила;

s_K — перемещение клавиши;

G — сила тяжести падающего груза;

h — высота падения груза.

При определении движущей силы другими методами ее значения получаются меньше.

Печатающий механизм пищевой машины тип I показан на рис. 17.

Начальное положение механизма рассматривается потому, что в этом положении механизма приложена движущая сила, а тангенциальное ускорение клавиши клавишного рычага наибольшее.

Определение сил в кинематических парах начнем с определения скоростей и ускорений звеньев механизма методом построения планов скоростей и ускорений.

Печатающий механизм состоит из двух последовательно соединенных кулисных механизмов, имеющих одно общее звено — промежуточный рычаг 2.

Размеры звеньев известны, скорость клавиши клавишного рычага определяем по диаграмме, показанной на рис. 15.

Планы скоростей и ускорений строим аналогично выполненным построениям для кулисного механизма (рис. 12).

Рассмотрим первый кулисный механизм $o_1o_2\kappa'(п)$. Скорости точки $п$ находим по векторному уравнению

$$\underline{\bar{v}}_п = \underline{\bar{v}}_{\kappa'} + \underline{\bar{v}}_{п\kappa'}.$$

Угловую скорость промежуточного рычага определяем по формуле

$$\omega_п = \frac{v_п}{l_{o_2п}},$$

где $v_п$ — скорость точки $п$ определяем по размеру вектора из плана скоростей;

$l_{o_2п}$ определяем по чертежу на промежуточный рычаг, для каждого положения механизма.

Рассмотрим второй кулисный механизм $o_2o_3п'(б)$. Скорость точки $б$ определяем по формуле

$$\underline{\bar{v}}_б = \underline{\bar{v}}_{п'} + \underline{\bar{v}}_{бп'}.$$

Угловую скорость буквенного рычага определяем по формуле

$$\omega_б = \frac{v_б}{l_{o_3б}},$$

где $v_б$ определяем по размеру вектора скорости из плана скоростей;

$l_{o_3б}$ определяем по чертежу буквенного рычага.

Скорости (их величины и направления) точек s_1 , s_2 и s_3 , принадлежащих клавишному, промежуточному и буквенному рычагам, определяют графически, пользуясь теоремой подобия, по векторам скоростей точек v_{s1} , v_{s2} и v_{s3} , принадлежащим этим звеньям. Величины скорости этих точек можно также определить, пользуясь методом пропорционального деления, например

$$\frac{v_{s1}}{v_{\kappa'}} = \frac{l_{o_1s1}}{l_{o_1\kappa'}}; \quad v_{s1} = v_{\kappa'} \frac{l_{o_1s1}}{l_{o_1\kappa'}}.$$

Определяем ускорения для первого механизма $o_1o_2\kappa'(п)$ (точки κ' и $п$ совпадают). Векторное уравнение для определения ускорения точки $п$ имеет вид

$$\underline{\bar{a}}_п^н + \underline{\bar{a}}_п^т = \underline{\bar{a}}_{\kappa'}^н + \underline{\bar{a}}_{\kappa'}^т + \underline{\bar{a}}_{п\kappa'}^н + \underline{\bar{a}}_{п\kappa'}^т,$$

где $\underline{\bar{a}}_{\kappa'}^т$ — тангенциальное ускорение точки κ' определяем по диаграмме $a_{\kappa'}$, $s_{\kappa'}$;

a_{π}^T , $a_{\pi\kappa}^T$, — тангенциальные ускорения точки π и точки π относительно точки κ' .

Ускорение точки κ находим методом пропорционального деления

$$\frac{l_{01\kappa}}{l_{01\kappa'}} = \frac{a_{\kappa}^T}{a_{\kappa'}^T} \quad \text{или} \quad a_{\kappa}^T = a_{\kappa'}^T \cdot \frac{l_{01\kappa}}{l_{01\kappa'}};$$

или пользуясь теоремой подобия нормальные ускорения точек κ' и π определяем по формулам

$$a_{\kappa'}^n = \frac{v_{\kappa'}^2}{l_{01\kappa}} \quad \text{и} \quad a_{\pi}^n = \frac{v_{\pi}^2}{l_{01\pi}};$$

Ускорение Кориолиса

$$a_{\kappa'} = 2\omega_6 v_{\pi\kappa'}.$$

Рассмотрим второй механизм $o_2o_3\pi'(б)$ (точки $б$ и π' совпадают). Векторное уравнение для определения ускорения точки $б$ имеет вид

$$\underline{\underline{\bar{a}_б^n}} + \underline{\underline{\bar{a}_б^T}} = \underline{\underline{\bar{a}_{\pi}'}} + \underline{\underline{\bar{a}_{б\pi}^{\kappa'}}} + \underline{\underline{\bar{a}_{б\pi}^T}},$$

где ускорение a_{π} , находим, пользуясь теоремой подобия, или пользуясь теоремой подобия

$$a_{б}^n = \frac{v_б^2}{l_{03б}} \quad \text{— нормальное ускорение;}$$

$$a_{б\pi}^{\kappa} = 2\omega_{\pi} v_{б\pi}, \quad \text{— ускорение Кориолиса;}$$

$$a_{б}^T \quad \text{и} \quad a_{б\pi}^T, \quad \text{— тангенциальные ускорения точки } б \text{ и точки } б \text{ относительно точки } \pi'.$$

Построив план ускорений, по размерам векторов ускорений, зная масштаб, определяем величины ускорений центров тяжести звеньев a_{s1} , a_{s2} , a_{s3} и угловые ускорения звеньев ε_1 , ε_2 , ε_3 .

Установив ускорения по известным динамическим параметрам звеньев (см. табл. 1), определяем величины и направления сил и моментов сил инерций для каждого звена

$$P_{и1} = m_1 a_{s1}, \quad P_{и2} = m_2 a_{s2} \quad \text{и} \quad P_{и3} = m_3 a_{s3}, \quad (21)$$

где $P_{и1}$, $P_{и2}$, и $P_{и3}$ — силы инерции звеньев механизма;

m_1 , m_2 и m_3 — массы звеньев механизма;

a_{s1} , a_{s2} и a_{s3} — ускорения центров тяжести звеньев механизма

$$M_{и1} = J_{s1} \varepsilon_1, \quad M_{и2} = J_{s2}, \quad M_{и3} = J_{s3} \varepsilon_3, \quad (22)$$

где $M_{и1}$, $M_{и2}$ и $M_{и3}$ — моменты сил инерции звеньев механизма;

J_{s1} , J_{s2} и J_{s3} — моменты инерции звеньев относительно их центров тяжести;

ε_1 , ε_2 и ε_3 — угловые ускорения звеньев.

Силы возвратных пружин (пружина отдачи клавишного рычага и пружина отдачи мостика) $P_{с1}$ и $P_{с2}$ известны по величине и направлению.

При кулисном соединении подвижных звеньев силы P в кине-

матических парах известны по направлению, но не известны по величине. При шарнирном соединении они неизвестны ни по величине, ни по направлению.

При определении сил в кинематических парах считаем известными силы тяжести звеньев механизма G_1 , G_2 и G_3 , а опорные реакции R_1 , R_2 и R_3 неизвестны по величине и направлению. Силы трения в кинематических парах не учитываем.

Решение задачи необходимо начинать с того звена, к которому приложена заданная сила или момент, в рассматриваемом случае таким звеном является клавишный рычаг (звено 1 на рис. 17).

Силу P_{21} найдем из уравнения моментов, составленного относительно точки O_1 :

$$M_Q^{01} + M_{G_1}^{01} - M_{P_{21}}^{01} - M_{H_1}^{01} - M_{P_1}^{01} - M_{P_{C1}}^{01} = 0. \quad (23)$$

Опорную реакцию R найдем по величине и направлению из построенного многоугольника сил для клавишного рычага 1 согласно векторному уравнению сил

$$\overline{G_1} + \overline{P_{21}} + \overline{P_{H_1}} + \overline{R_1} + \overline{Q} = 0. \quad (24)$$

Для промежуточного рычага (звено 2) силу P_{32} определяем из уравнения моментов для этого звена относительно точки O_2

$$M_{P_{12}}^{02} - M_{G_2}^{02} - M_{P_{H_2}}^{02} + M_{P_{32}}^{02} - M_{H_2}^{02} = 0.$$

Напишем векторное уравнение и построим многоугольник сил, из которого найдем величину и направление опорной реакции R_2

$$\overline{P_{12}} + \overline{G_2} + \overline{P_{H_2}} + \overline{P_{32}} + \overline{R_2} = 0.$$

Для буквенного рычага (звено 3) опорную реакцию R_3 находим аналогичным образом из векторного уравнения сил

$$\overline{P_{H_3}} + \overline{G_3} + \overline{P_{23}} + \overline{R_3} = 0.$$

В положениях механизма, когда он движется по инерции, движущая сила Q не учитывается. При приближении буквенного рычага к бумагоопорному резиновому валу к нему прикладывается дополнительная сила сопротивления пружины отдачи мостика P_{C3} .

Приведенный расчет показывает, что в наиболее опасный момент ускоренного движения механизма под действием движущей силы усилия в кинематических парах и опорные реакции сравнительно небольшие.

Печатающий механизм пишущей машины типа II показан на рис. 18.

Если пренебречь весом звеньев 2 и 4 (тяг), задача решается аналогично рассмотренной выше, так как силы $|P_{12}| = |P_{21}| = |P_{23}| = |P_{32}| = |P_{34}| = |P_{43}| = |P_{45}| = |P_{54}|$ равны по модулю и направлены вдоль этих тяг (на рис. 18 не показаны).

Ниже приводится расчет с учетом силы тяжести звеньев 2 и 4 (тяг).

Печатающий механизм состоит из трех последовательно соединенных четырех шарнирных механизмов.

Строим планы скоростей и ускорений по векторным уравнениям:

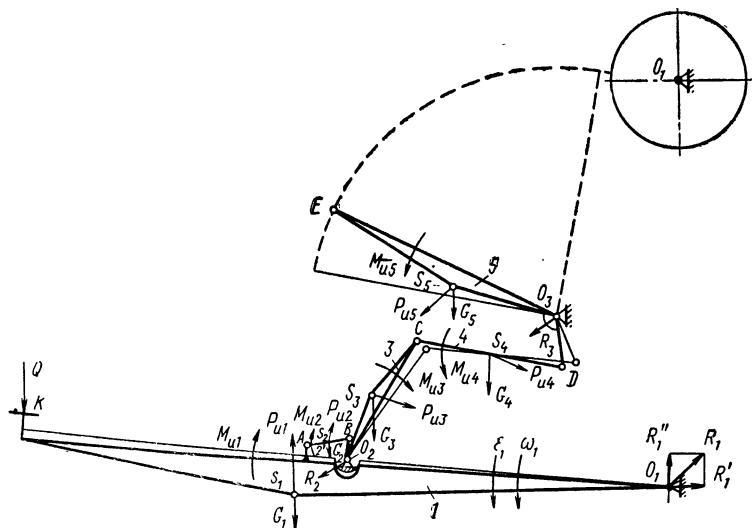


Рис. 18. Печатающий механизм пишущей машины типа II

для первого механизма O_1ABO_2

$$\underline{\underline{\overline{v}_B}} = \underline{\underline{\overline{v}_A}} + \underline{\underline{\overline{v}_{BA}}},$$

$$\underline{\underline{\overline{a}_B^H}} + \underline{\underline{\overline{a}_B^T}} = \underline{\underline{\overline{a}_A^H}} + \underline{\underline{\overline{a}_A^T}} + \underline{\underline{\overline{a}_{BA}^H}} + \underline{\underline{\overline{a}_{BA}^T}};$$

для второго механизма O_2CDO_3

$$\underline{\underline{\overline{v}_D}} = \underline{\underline{\overline{v}_C}} + \underline{\underline{\overline{v}_{DC}}},$$

$$\underline{\underline{\overline{a}_D^H}} + \underline{\underline{\overline{a}_D^T}} = \underline{\underline{\overline{a}_C^H}} + \underline{\underline{\overline{a}_{DC}^H}} + \underline{\underline{\overline{a}_{DC}^T}}.$$

Значение скоростей и ускорений $\underline{\underline{v_A}}$, $\underline{\underline{a_A^T}}$, $\underline{\underline{a_A^H}}$ определяем так же, как для печатающего механизма пишущей машины типа I, рассмотренного выше.

Вектора скоростей и ускорений $\underline{\underline{v_C}}$, $\underline{\underline{a_C}}$, $\underline{\underline{a_{s1}}}$, $\underline{\underline{a_{s2}}}$, $\underline{\underline{a_{s3}}}$, $\underline{\underline{a_{s4}}}$ и $\underline{\underline{a_{s5}}}$ определяем, пользуясь теоремой подобия.

Установив по построенному плану ускорений величины тангенциальных ускорений $\underline{\underline{a_A^T}}$, $\underline{\underline{a_{BA}^T}}$, $\underline{\underline{a_B^T}}$, $\underline{\underline{a_{DC}^T}}$ и $\underline{\underline{a_D^T}}$, определяем угловые ускорения звеньев $\underline{\underline{\varepsilon_1}}$, $\underline{\underline{\varepsilon_2}}$, $\underline{\underline{\varepsilon_3}}$, $\underline{\underline{\varepsilon_4}}$ и $\underline{\underline{\varepsilon_5}}$. Расчет производим на основании предварительно определенных величин и направлений движущей силы, сил инерций и моментов сил инерций движущихся звеньев механизма.

Для клавишного рычага (звено 1) силу P_{21} нельзя определить из уравнения моментов относительно точки O_1 или из векторного

уравнения сил, приложенных к звену, из-за большого количества неизвестных величин.

Расчет начнем с определения величины и направления опорной реакции R_1 . Опорную реакцию неизвестную по величине и направлению, разложим на две составляющие силы R'_1 и R''_1 по осям x и y и напомним уравнение моментов относительно точки A

$$M_{R'_1}^A + M_{R''_1}^A + M_Q^A + M_{G_1}^A - M_{P_{H1}} - M_{H1} = 0. \quad (25)$$

Это уравнение не решается, имеются две неизвестные величины R'_1 и R''_1 . Для их определения напомним второе уравнение моментов для звеньев 1 и 2 относительно точки B

$$M_{R'_1}^B + M_{R''_1}^B + M_Q^B + M_{G_1}^B + M_{G_2}^B - M_{H1} - M_{P_{H1}} - M_{H2} - M_{P_{H2}} = 0. \quad (26)$$

Решая совместно уравнения (25) и (26), определяем составляющие опорной реакции R'_1 и R''_1 . По составляющим R'_1 и R''_1 определяем величину и направление опорной реакции R_1 . Векторное уравнение сил, приложенных к клавишному рычагу 1, имеет вид

$$\overline{P}_{21} + \overline{Q} + \overline{G}_1 + \overline{R}_1 + \overline{P}_{H1} = 0.$$

Сила P_{21} определяется по величине и направлению из многоугольника сил. Для звена 2 — тяги неизвестная сила P_{32} по величине и направлению находится из построенного многоугольника сил по векторному уравнению сил

$$\overline{P}_{12} + \overline{G}_2 + \overline{P}_{H2} + \overline{P}_{32} = 0.$$

Рассмотрим промежуточный рычаг (звено 3). Разложим опорную реакцию на две составляющие силы R'_2 и R''_2 по осям x и y (на рис. 18 не показано) и по аналогии с первым звеном напомним уравнение моментов относительно точки C

$$M_{R'_2}^C + M_{R''_2}^C + M_{G_3}^C + M_{P_{23}}^C + M_{P_{H3}}^C + M_{H3} = 0. \quad (27)$$

Уравнение (27) не решается, поэтому напомним второе уравнение моментов для 3 и 4-го звеньев относительно точки D

$$M_{R'_2}^D + M_{R''_2}^D + M_{G_3}^D + M_{P_{H3}}^D + M_{H3} + M_{P_{H4}}^D + M_{H4} = 0. \quad (28)$$

Решая совместно уравнения (27) и (28), определяем неизвестные составляющие опорной реакции R'_2 и R''_2 . Векторное уравнение сил для 3-го звена имеет вид

$$\overline{P}_{43} + \overline{P}_{23} + \overline{R}'_3 + \overline{R}''_3 + \overline{G}_3 + \overline{P}_{H3} = 0.$$

Построив многоугольник, определяем величину и направление сил P_{43} . Напишем векторное уравнение сил для звена 4 — тяги

$$\underline{\bar{P}}_{34} + \underline{\bar{G}}_4 + \underline{\bar{P}}_{и4} + \underline{\bar{P}}_{54} = 0.$$

Векторное уравнение сил для буквенного рычага (звено 5) имеет вид

$$\underline{\bar{P}}_{45} + \underline{\bar{G}}_5 + \underline{\bar{P}}_{и5} + \underline{\bar{R}}_5 = 0.$$

Построив многоугольник сил согласно этим векторным уравнениям, определим величины и направление сил P_{54} и R_5 .

Определение сил в кинематических парах механизма с учетом трения можно произвести, применяя метод последовательных приближений. Силы P , определяемые без учета трения, принимаем за силы первого приближения и по ним определяем моменты трения во вращательных кинематических парах. В поступательных парах определяем силы трения.

Практически можно ограничиться решением задачи по определению сил в первом приближении.

3. ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

При динамическом исследовании рассмотрим условия, обеспечивающие заданный закон движения механизма. Определение закона движения механизма, находящегося под действием заданных внешних сил, рассмотрено в гл. V.

Движение механизма совершается под действием внешних сил, к которым относятся движущая сила (сила удара по клавише), силы сопротивления системы, силы тяжести звеньев, силы трения и силы инерции, появляющиеся в результате движения звена.

Работа движущей силы затрачивается на изменение кинетической энергии механизма и на преодоление сил сопротивлений механизма (силы трения и частично силы тяжести).

$$A = T + A_c, \quad (29)$$

где A — сумма кинетической энергии и работы сил сопротивлений;

T — кинетическая энергия механизма;

A_c — работа сил сопротивлений.

Динамическое исследование печатающего механизма начинают с расчета величины и рассмотрения характера изменения кинетической энергии механизма.

Кинетическую энергию любого звена механизма определяют по формуле

$$T_i = \frac{m_i v_i^2}{2} + \frac{J_i \omega_i^2}{2}, \quad (30)$$

где T_i — кинетическая энергия звена;

m_i — масса звена, сосредоточенная в центре тяжести;

J_i — момент инерции звена относительно центра тяжести;

v_i — скорость движения центра тяжести звена при поступательном движении;

ω_i — угловая скорость звена при вращательном движении.

При вращательном движении звена относительно неподвижной оси указанную формулу преобразуют

Таблица 1

| Наименование рычагов | Длина рычагов по чертежу в мм | Расстояние центра тяжести до оси вращения в мм | Сила тяжести (вес) рычагов в гс | Время отсчета числа полных колебаний в с | Число полных колебаний | Момент инерции относительно оси вращения в гс·мм·с² | Момент инерции относительно центра тяжести в гс·мм·с² |
|---|-------------------------------|--|---------------------------------|--|------------------------|---|---|
| Питающий механизм пишущей машины типа I | | | | | | | |
| Клавишный рычаг № 22 . . | 214,5 | 123,5 | 19,75 | 63,5 | 80 | 39 | 3,19 |
| Промежуточный рычаг № 22 . | 48,05 | 18,5 | 5,8 | 29 | 80 | 0,36 (0,357) | 0,154 |
| Буквенный рычаг со знаком (буквой) . . | 95,9 | 41,5 | 8,05 | 43 | 80 | 2,43 | 1,1 |
| Печатающий механизм пишущих машин типа II и III | | | | | | | |
| Буквенный рычаг со знаком (буквой) . . | 91,8 | 42 | 7,0 | 15,6 | 30 | 2,02 (2,0157) | 0,76 |

Угловые скорости звеньев для каждого плана механизма рассчитывают по формуле

$$\omega_i = \frac{v_i}{l_i},$$

где v_i — линейная скорость рычага (для клавиши клавишного рычага определяют по диаграмме $[v_k, s_k]$, а для промежуточного и буквенного рычагов — из планов скоростей);

l_i — расстояние от оси вращения звена по точки i .

Кинетическая энергия каждого рычага печатающего механизма для десяти различных планов механизма подсчитана аналитически. По этим данным построена диаграмма изменения кинетической энергии буквенного рычага $[T_6, s_k]$ и всего механизма $[T_0, s_k]$ (рис. 20). Диаграммы изменения кинетических энергий других звеньев не построены, потому что значения кинетических энергий клавишного и промежуточного рычагов во много раз меньше кинетической энергии буквенного рычага.

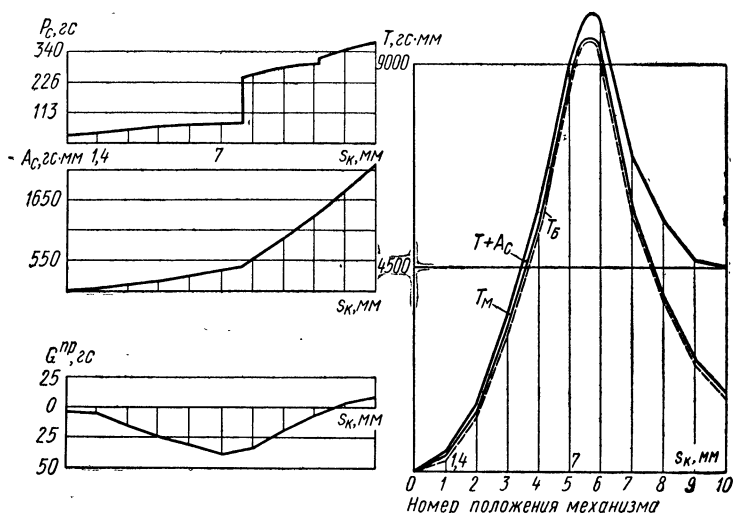


Рис. 20. Диаграммы сил сопротивлений P_c , s_K , работы сил сопротивлений $[A_c, s_K]$, приведенных сил тяжести $[G^{np}, s_K]$, работы и кинетической энергии $[T+A_c, s_K]$

Динамическое исследование механизма проще производить, если фактический механизм заменить одним ведущим звеном механизма. В этом звене сосредотачивается расчетный момент инерции, называемый приведенным моментом инерции, кинетическая энергия которого равна кинетической энергии всех подвижных звеньев механизма. К этому звену прикладываются расчетные приведенные силы — движущие и сопротивления, их работа должна равняться работе всех движущих сил и сил сопротивлений, действующих на все звенья механизма. Звено, на которое переносятся приведенные моменты инерции и силы, называется звеном приведения.

Принимаем за звено приведения клавишный рычаг, тогда кинетическая энергия печатающего механизма (рис. 17)

$$\frac{J^{np} \omega_1^2}{2} = \frac{J_{o1} \omega_1^2}{2} + \frac{J_{o2} \omega_2^2}{2} + \frac{J_{o3} \omega_3^2}{2} \quad (35)$$

где J^{np} — приведенный момент инерции печатающего механизма, Приведенный момент инерции

$$J^{np} = J_{o1} + J_{o2} \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} + J_{o3} \frac{\omega_3^2}{\omega_1^2} \quad (36)$$

или

$$J^{np} = J_{o1} + J_{o2} \left(\frac{v_{\Pi}}{l_{o2\Pi}} \right)^2 \left(\frac{l_{o1K}}{v_K} \right)^2 + J_{o3} \left(\frac{v_B}{l_{o3B}} \right)^2 \left(\frac{l_{o1K}}{v_K} \right)^2.$$

Линейные скорости заменим размерами векторов из планов скоростей. Тогда

$$J^{\text{пр}} = J_{01} + J_{02} \left(\frac{\rho_{\text{п}}}{\mu_v l_{02\text{П}}} \right)^2 \left(\frac{l_{01\text{К}} \mu_v}{\rho_{\text{к}}} \right)^2 + J_{03} \times \\ \times \left(\frac{\rho_{\text{б}}}{\mu_v l_{03\text{Б}}} \right)^2 \left(\frac{l_{01\text{К}} \mu_v}{\rho_{\text{к}}} \right)^2.$$

или после сокращения μ_v и преобразования выражения в скобках

$$J^{\text{пр}} = J_{01} + J_{02} \left(\frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{к}}} \right)^2 \left(\frac{l_{01\text{К}}}{l_{02\text{П}}} \right)^2 + J_{03} \left(\frac{\rho_{\text{б}}}{\rho_{\text{к}}} \right)^2 \left(\frac{l_{01\text{К}}}{l_{03\text{Б}}} \right)^2. \quad (37)$$

Из этого равенства следует, что приведенный момент инерции (масса) не зависит от величин истинных угловых (линейных) скоростей звеньев механизма, а зависит только от положения (плана) механизма.

Между приведенным моментом инерции и приведенной массой существует связь

$$J^{\text{пр}} = m^{\text{пр}} R^2, \quad (38)$$

где $m^{\text{пр}}$ — приведенная масса;

R — расстояние от оси вращения до точки приведения масс у звена приведения.

Установив приведенные моменты инерций и зная истинный закон изменения угловой скорости звена приведения — клавишного рычага, кинетическую энергию механизма для каждого плана механизма определим по формуле

$$T_i = \frac{J_i^{\text{пр}} \omega_i^2}{2}.$$

Приведение сил (моментов) производим из равенства мгновенных мощностей

$$P_{\text{К}}^{\text{пр}} v_{\text{К}} = P_i v_i \cos (\widehat{P_i, v_i}) + M_i \omega_i$$

или

$$P_{\text{К}}^{\text{пр}} = P_i \frac{v_i \cos (\widehat{P_i, v_i})}{v_{\text{К}}} + M_i \frac{\omega_i}{v_{\text{К}}}, \quad (39)$$

где

$P_{\text{К}}^{\text{пр}}$ — сила, приведенная к точке К звена приведения;

P_i — сила, приложенная к одному из звеньев механизма;

v_i — скорость движения звена;

$(\widehat{P_i, v_i})$ — угол между направлением приложенной силы и скоростью, если

угол $(\widehat{P_i, v_i}) < 90^\circ$, то приведенная сила положительная, при

$(\widehat{P_i, v_i}) = 90^\circ$

приведенная сила равна нулю и
 при $(P_i, \hat{v}_i) > 90^\circ$ приведенная
 сила отрицательна;
 M_i — момент, приложенный к звену;
 ω_i — угловая скорость вращения звена,
 к которому приложен момент.

Зависимость между приведенной силой и приведенным моментом сил выражается формулой

$$P^{пр} R_{01K} = M^{пр}, \quad (40)$$

где R_{01K} — расстояние от оси вращения звена приведения до точки приложения приведенной силы.

Для исследуемого печатающего механизма диаграмма суммарных приведенных сил сопротивлений, приложенных к отдельным звеньям механизма, построена по опытным данным (рис. 20). Опытные данные устанавливали при подвешивании различных грузов за клавишу и измерении ее перемещений. Мертвый ход (люфт) не учитывали.

Для анализа построены диаграммы приведенных сил тяжести рычагов печатающего механизма $[G^{пр}, s_K]$.

Приведенные силы, как и приведенные массы, не зависят от абсолютных значений скоростей механизма, а зависят от положения механизма.

Приведенные силы тяжести рассчитывали по формуле

$$P_G^{пр} = \frac{G_K y_{Ks} \cos(G_K y_{Ks})}{y_K} + \frac{G_{п} y_{пs} \cos(G_{п} y_{пs})}{y_K} + \\ + \frac{G_6 y_{6s} \cos(G_6 y_{6s})}{y_K},$$

где $P_G^{пр}$ — приведенная сила тяжести рычагов механизма;

$G_K, G_{п}$ и G_6 — силы тяжести клавишного, промежуточного и буквенного рычагов;

$y_{Ks}, y_{пs}$ и y_{6s} — размеры векторов скоростей центров тяжести рычагов;

y_K — размер вектора скорости клавиши клавишного рычага;

$(G_K, y_{Ks}), (G_{п}, y_{пs})$ и (G_6, y_{6s}) — углы между направлениями сил тяжести и векторов скоростей.

Элементарная работа сил сопротивлений

$$dA_c = P_c^{пр} ds_K. \quad (41)$$

Работа приведенных сил сопротивлений

$$A_c = \int P_c^{пр} ds_K = \frac{1}{\mu_P \mu_s} \int y_P dx. \quad (42)$$

Диаграмму работы сил сопротивлений (A_s, s_K) строят путем графического интегрирования диаграммы приведенных сил сопротивлений.

Масштаб построенной диаграммы работы $\mu_A = \left[\frac{\text{мм}}{\text{гс} \cdot \text{мм}} \right]$ по оси ординат определяют по формуле

$$\mu_A = \frac{\mu_P \mu_s}{k} \left[\frac{\text{мм}}{\text{гс} \cdot \text{мм}} \right],$$

где y_P — ордината приведенной силы сопротивления;

μ_P — масштаб приведенной силы на диаграмме приведенных сил;

μ_s — масштаб перемещений точки приведения;

k — постоянный отрезок при интегрировании.

Величину работы в конечном положении механизма определяют по формуле

$$A_{c10} = \frac{y_{A10}}{\mu_A} [\text{гс} \cdot \text{мм}],$$

где y_{A10} — ордината работы на построенной диаграмме (в десятом положении механизма).

Ординаты суммарной диаграммы кинетической энергии и работы сил сопротивлений, показанной на рис. 20, представляют собой сумму ординат диаграмм $[T, s_K]$ и $[A_c, s_K]$. Диаграммы изображены в масштабе работы

$$\mu'_A \left[\frac{\text{мм}}{\text{гс} \cdot \text{мм}} \right].$$

4. АНАЛИЗ ПОСТРОЕННЫХ ДИАГРАММ ПРИ КИНЕМАТИЧЕСКОМ И ДИНАМИЧЕСКОМ ИССЛЕДОВАНИЯХ

На диаграмме скорости движения клавиши клавишного рычага $[v_K, s_K]$ (рис. 15) положение и величина максимальной скорости зависят от резкости и силы удара по клавише. Резкость удара определяется быстротой отрыва пальца от клавиши после удара. С увеличением быстроты отрыва пальца клавиша достигает максимальной скорости на меньшем перемещении. Следовательно, диаграмма скорости характеризует характер удара. Это подтверждается осциллографическими записями скорости движения клавиши клавишного рычага.

Скорость клавиши клавишного рычага перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный вал имеет величину $v \approx 700$ мм/с.

Диаграмма ускорений клавиши клавишного рычага $[a_K^T, t]$ построена путем графического дифференцирования, поэтому имеет невысокую точность. Диаграмма $[a_K^T, s_K]$ повторяет ошибки и неточность построений диаграмм $[a_K^T, t]$ и $[s_K, t]$.

Диаграммы изменений кинетической энергии буквенного рычага $[T_b, s_K]$ и всего механизма $[T_m, s_K]$ показаны на рис. 20. Следует отметить, что наибольшая величина кинетической энергии клавишного и промежуточного рычагов в шестом положении механизма составляет примерно 0,015 от величины кинетической энергии буквенного рычага в этом положении.

Следовательно, решающее влияние на кинетическую энергию всего механизма оказывает только величина кинетической энергии буквенного рычага. Кинетической энергией клавишного и промежуточного рычагов можно без большой ошибки в дальнейших расчетах

пренебречь. Таким образом, пробивная способность механизма в основном зависит только от величины кинетической энергии буквенного рычага.

Характер суммарной диаграммы кинетической энергии механизма показывает резкое возрастание кинетической энергии в начале движения, а с шестого положения механизма суммарная кинетическая энергия начинает резко уменьшаться. Резкое уменьшение суммарной кинетической энергии объясняется тем, что механизм вынужден увеличить затраты кинетической энергии на работу по преодолению сил реакций пружин и на другие виды работ. В десятом положении, т. е. перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный вал, величина суммарной кинетической энергии механизма зависит от числа качественных копий и толщины писчей бумаги.

В десятом положении клавишного рычага суммарная величина кинетической энергии и работы приведенных сил сопротивлений более чем в два раза больше кинетической энергии буквенного рычага.

Если допустить, что работа, затрачиваемая на преодоление сил сопротивлений механизма, уменьшится, то его пробивная способность несколько возрастет.

Диаграмма приведенных сил сопротивлений [P_c, s_k] (рис. 20) представляет собой сумму приведенных сил тяжести звеньев механизма, приведенных сил возвратных пружин, приведенных сил, затрачиваемых на переключение других механизмов и приведенных сил трения.

Величины приведенных сил тяжести по сравнению с приведенными силами сопротивлений механизма малы, поэтому для упрощения расчетов приведенными силами тяжести рычагов можно пренебречь. Диаграмму приведенных сил сопротивлений приближенно можно принять за диаграмму приведенных сил реакций пружин отдачи.

Значения приведенных сил тяжести во всех положениях механизма значительно меньше сил сопротивлений, установленных опытным путем, и составляют в начальном положении механизма 15%, а в конечном 2%.

АНАЛИЗ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ В ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМАХ

1. ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ОТНОШЕНИЯ ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ ПИШУЩИХ МАШИН

При проектировании печатающих механизмов возникает необходимость хотя бы примерно оценить правильность выбранной кинематической схемы механизма. Такую оценку можно произвести, зная характер изменения передаточных отношений.

В печатающих механизмах передаточным отношением называют отношение угловой скорости буквенного рычага ω_5 к угловой скорости клавишного рычага ω_1 . Передаточное отношение для пишущей машины типа I (рис. 17) определяют по формуле

$$i_m = \frac{\omega_5}{\omega_1} = \frac{v_6 l_{o,k}}{v_k l_{o,b}}, \quad (43)$$

где v_6 и v_k — истинные скорости литеры (буквы) буквенного рычага и клавиши клавишного рычага;

$l_{o,k}$ и $l_{o,b}$ — размеры этих рычагов.

Характер изменения передаточных отношений зависит только от конструкции механизма.

Рассмотрим более простой метод определения передаточных отношений в печатающих механизмах.

В плоском шарнирном четырехзвеннике угловые скорости звеньев, смежных со стойкой, обратно пропорциональны отрезкам, на которые линия действия делит линию центров.

Следовательно, для четырехзвенного (рис. 21) и кулисного (рис. 22) механизмов передаточное отношение равно

$$i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{O_1P}{O_2P}, \quad i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{OP}{CP}, \quad (44)$$

где точка P является полюсом зацепления.

Для печатающего механизма

$$i_m = \frac{\omega_n}{\omega_1} = i_{31} \cdot i_{53} \dots, \quad (45)$$

где i_{31} , i_{53} — передаточные отношения составляющих механизмов.

При проектировании печатающего механизма, обладающего необходимой пробивной способностью, необходимо графически или аналитически определить передаточное отношение для различных положений механизма. Определение i производим графически, это проще и нагляднее. Изображаем чертеж механизма в его начальном положении и 10—12 различных положений (планов) этого

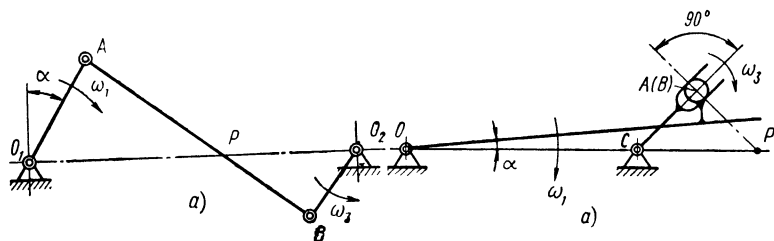


Рис. 21. Четырехшарнирные механизмы:

a — полюс зацепления (мгновенный центр) P между осями вращений; b — полюс зацепления P за осями вращений

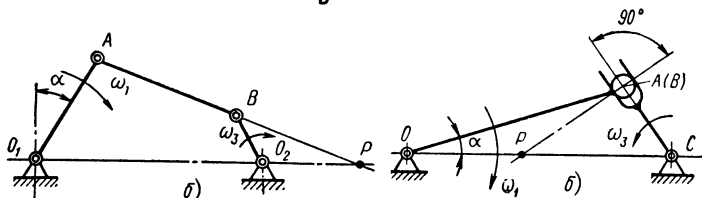


Рис. 22. Кулисные механизмы:

a — полюс зацепления P между осями вращений; b — полюс зацепления P за осями вращений

механизма, включая и момент соприкосновения буквенного рычага с опорным резиновым валом пишущей машины при перемещении клавишного рычага вниз.

Точность определения передаточного отношения зависит от качества выполнения чертежа и от количества различных положений механизма. Естественно, чем точнее выполнен чертеж и чем больше изображено различных положений механизма, тем лучше результат.

Конструкции печатающих механизмов состоят из более простых механизмов, анализ которых не представляет затруднений. Например, печатающий механизм Вагнера состоит из двух рычажно-кулисных механизмов, имеющих один общий промежуточный рычаг.

При конструировании печатающих механизмов использованы кулисные и четырехзвенные механизмы.

В качестве примеров построим диаграммы передаточных отношений для исследуемых печатающих механизмов пишущих машин типа II и III. Путь, проходимый клавишей клавишного рычага (рис. 23 и 24), разбиваем на десять равных частей, характеризующих различные положения клавишного рычага, по которым построим положения других звеньев механизма. Для каждого положения (плана) соответствующего механизма установим на линии центров (стойке) или ее продолжении место положения мгновенного полюса зацепления P , замеряем в каждом положении механизма расстояния от осей вращения кривошипа и коромысла до мгновенного центра зацепления. Можно замерять только величину одного отрезка, а размер другого отрезка находить путем вычитания, зная расстояние между осями. На основании этих данных аналитически

Рис. 23. Планы печатающего механизма пишущей машины типа П.

Рис. 24. Планы печатающего механизма пишущей машины типа III.

определяем для каждого положения составляющего механизма и в целом по печатающему механизму величину передаточного отношения.

Диаграммы передаточных отношений по пути движения клавиши клавишного рычага приведены на рис. 25.

Рассмотрим характер изменения построенных диаграмм по каждому печатающему механизму. В исходном положении печатающего механизма типа I $i_{m0} = 21,1$, увеличиваясь в шестом положении, оно достигает максимума $i_{m6} = 111$, затем уменьшается и в конце движения $i_{m10} = 50$.

В исходном положении печатающего механизма типа III $i_{m0} = 29,1$, затем передаточное отношение монотонно увеличивается, в девятом положении $i_{m9} = 131$ и в десятом положении резко возрастает $i_{m10} = 311,2$.

В исходном положении печатающего механизма типа II $i_{m0} = 16,3$, затем постепенно увеличивается, в девятом положении $i_{m9} = 92,6$ и в десятом положении резко возрастает $i_{m10} = 188,4$.

Печатающие механизмы типа III и II имеют подобные диаграммы изменения передаточных отношений, отличные от диаграммы механизма типа I.

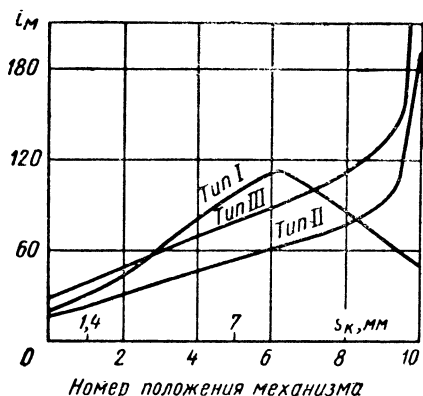


Рис. 25. Диаграммы передаточных отношений печатающих механизмов пишущих машин типа I, II, III

2. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННОГО АНАЛИЗА

Рассмотрим диаграммы изменений передаточных отношений печатающих механизмов (рис. 2) в зависимости от положения клавишного рычага (рис. 26).

Механизмы I группы. В начале движения передаточное отношение небольшое ($i_m = 6,79$). Примерно в пятом — шестом положениях механизма оно достигает максимального значения ($i_m = 34,29$) и далее постепенно уменьшается. В конце движения передаточное отношение $i_m = 17,41$, т. е. равно примерно половине максимального значения и примерно в три раза больше начального.

Механизмы II группы имеют две диаграммы изменения передаточных отношений: для механизмов IIa и IIб групп.

Различие между этими группами заключается в том, что составляющие механизмы имеют разные законы изменения передаточных отношений. Из диаграммы (рис. 26) для IIa группы механизмов следует, что в начале движения $i_m = 12,73$, далее оно возрастает и в конце движения становится равным $i_m = 58,99$.

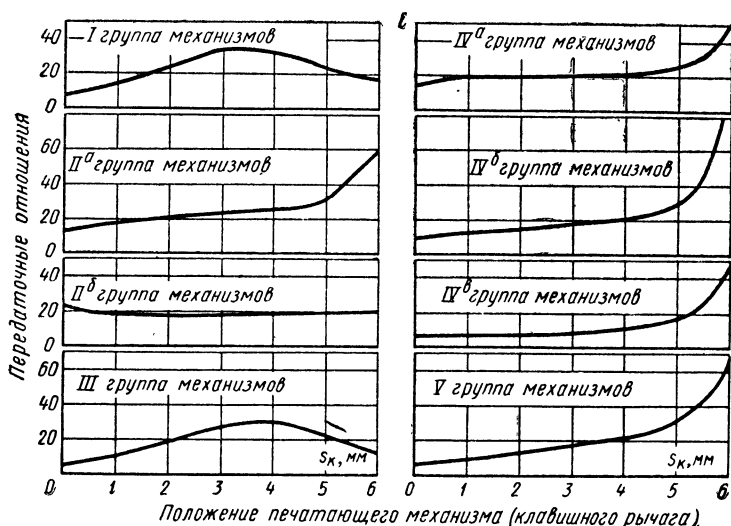


Рис. 26. Диаграммы передаточных отношений для различных групп печатающих механизмов

Из диаграммы для IIб группы механизмов следует, что в начале движения передаточное отношение имеет максимальное значение $i_m = 22,6$, затем оно немного уменьшается и примерно при повороте буквенного рычага более чем на 40° начинает медленно увеличиваться и в конце движения равно $i_m = 20,9$.

Механизмы III группы. Изменения передаточных отношений у них происходят так же, как и у механизмов I группы с той только разницей, что в начале движения $i_m = 4,8$, максимальное значение $i_m = 30$ и конечное значение $i_m = 12,8$, т. е. величины несколько меньше, чем в пишущих машинах I группы.

Механизмы IV группы имеют три диаграммы, для которых характерно небольшое передаточное отношение в начале движения, т. е. для механизмов IVа группы $i_m = 15,8$, IVб — $i_m = 9,5$ и IVв — $i_m = 6,9$.

Передаточные отношения вначале и далее равномерно увеличиваются, а затем в конце движения механизма резко возрастают и равны для механизмов IVа группы $i_m = 52$, IVб — $i_m = 91,5$ и IVв — $i_m = 47,8$.

Идентичность изменения передаточных отношений у этих механизмов объясняется тем, что незначительные их изменения в первых составляющих механизмах перекрываются большими изменениями передаточных отношений у вторых составляющих механизмов.

Механизмы V группы. В начале движения передаточное отношение небольшое $i_m = 6,3$, затем оно равномерно увеличивается и в конце движения резко возрастает до $i_m = 67,6$, т. е. более чем в 10 раз по сравнению с первоначальным значением.

Проведенный анализ печатающих механизмов показал, что:

1) возможно построить любые диаграммы изменения передаточных отношений за счет применения различных по конструкции механизмов в соответствии с требованием конструктора;

2) каждый механизм конструктивно можно изобразить с различным положением на линии центров мгновенного центра относительного вращения P кривошипа и коромысла или кривошипа и кулисы, т. е. при внешнем или внутреннем делении мгновенным центром линии центров;

3) при внешнем делении линии центров кривошип и коромысло или кривошип и кулиса поворачиваются в одну сторону, следовательно, передаточное отношение имеет положительное значение; при внутреннем делении линии центров кривошип и коромысло или кривошип и кулиса поворачиваются в разные стороны;

4) величина передаточных отношений при любом делении мгновенным центром линии центров внешним или внутренним зависит от величины углов поворота кривошипа и коромысла и размеров этих звеньев механизма;

5) в кулисных и четырехзвенных механизмах ни одно звено не делает полных оборотов;

6) при проектировании современных пишущих машин конструкторы стремятся, чтобы передаточные отношения вначале имели наименьшие значения и по мере опускания клавиши медленно увеличивались и только в конце хода клавиши резко возрастали. Такой характер изменения передаточных отношений обеспечивает наилучшие условия работы на пишущей машине.

ПРОБИВНАЯ СПОСОБНОСТЬ ПЕЧАТАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА И КАЧЕСТВО ПЕЧАТИ

1. ПРОБИВНАЯ СПОСОБНОСТЬ МЕХАНИЗМА И КАЧЕСТВО ПЕЧАТИ

Пробивная способность печатающего механизма характеризуется числом одновременных качественных оттисков знаков (букв) на писчей бумаге, которые можно получить при нормальной работе механизма.

Качество печати характеризуется четким изображением знаков (букв) на бумаге, расстоянием между знаками и положением знаков по высоте (разброс знаков должен быть в пределах установленных допусков). Определение пробивной способности механизма и качества печати производят на экспериментальной установке (рис. 27). Пружинный двигатель У имеет пружину, закрепленную одним концом на оси храпового колеса 1, другим — на корпусе установки. Зубчатое колесо и буквенный рычаг свободно сидят на оси и соединены друг с другом винтом 2 и собачкой храпового колеса. При закручивании спиральной пружины изменяется сила удара буквенного рычага по бумагоопорному резиновому валу, расположенному на каретке. Устройство каретки установки аналогично устройству каретки пишущей машины. Каретка может перемещаться с помощью ползунка 3 по пазу направляющей 4. Направляющую вместе с кареткой можно перемещать вверх и вниз, закрепляя ее с помощью винта 5. На установке, показанной на рис. 27, проверяют пробивную способность механизма, которая зависит от величины его кинетической энергии перед ударом буквы по бумагоопорному резиновому валу при определенной твердости этого вала и толщине писчей бумаги; влияние упругих колебаний буквенного рычага на качество печати.

Технология изготовления печатающего механизма должна обеспечивать выполнение всех требований, указанных в рабочих чертежах и технических условиях.

Порядок испытаний и условия, при которых они проводятся, заключаются в следующем.

Пробивную способность механизма определяют сравнением с эталоном в процессе печатания через ленту качественных заглавных букв на одном, двух и более экземплярах писчей бумаги с проложенной между ними копировальной бумагой. Применение для оценки качества букв контрольной установки с фотоэлементом не дает положительных результатов, так как количество света, поглощаемого как отчетливым, так и смазанным отпечатком, почти одинаково. За эталон принимают отпечаток букв на шестом экземпляре бумаги, полученный при ударной нагрузке на клавишу канцелярской

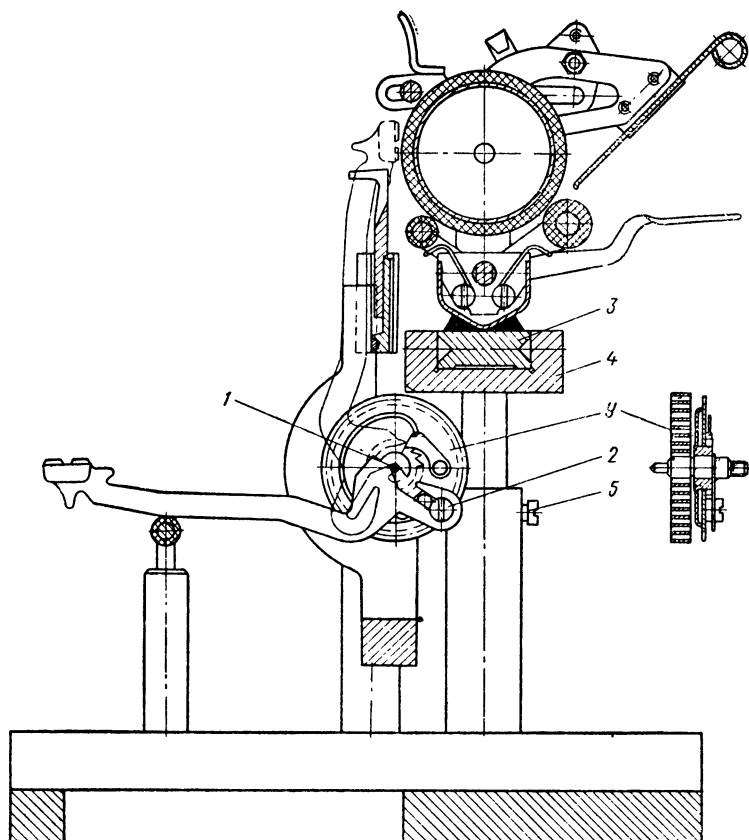


Рис. 27. Экспериментальная установка:

У — узел — пружинный двигатель; 1 — ось храпового колеса; 2 — винт; 3 — ползунок; 4 — направляющая; 5 — винт

пишущей машины типа I грузом весом 100 гс, свободно падающим с высоты 150 мм, при твердости резинового вала по Шору 95 единиц. Усилие на конце буквенного рычага возрастает с увеличением числа оттисков (копий) из-за увеличения крутящего момента пружины. По полученным данным (числу копий, величине момента на буквенном рычаге и угловой скорости рычага) определяют величину кинетической энергии перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный резиновый вал.

Влияние твердости резинового вала на число копий устанавливают также в процессе печатания на валах с различной твердостью букв, соответствующих эталону. В каждом случае определяют твердость вала и величину кинетической энергии.

Влияние расположения центра тяжести буквенного рычага (рис. 28, а) на число оттисков проверяют теоретическим подсчетом и сличением шестого оттиска (копии) с соответствующим эталоном. Печатание производят специальными буквенными рычагами. Для каждого буквенного рычага устанавливают положение центра тяже-

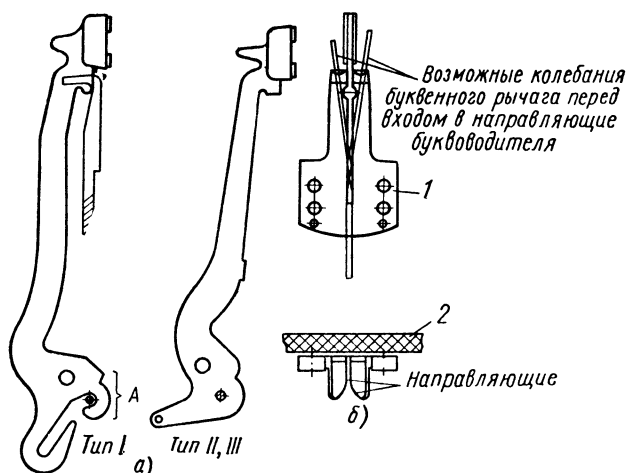


Рис. 28. Буквенные рычаги и буквопроводитель:

а — буквенные рычаги; б — буквопроводитель: 1 — буквопроводитель, 2 — резиновая оболочка

сти от оси вращения и экспериментально определяют момент инерции относительно ее.

Качество печати проверяют также в процессе печатания шести оттисков, соответствующих эталону, следующим образом.

1. Печатают шесть оттисков (копий) при исходном положении буквенного рычага без смещения и со вмещением конца рычага на 5 мм в правую или левую сторону от этого положения для получения поперечных колебаний рычага. Печатание производят с направлением (буквоводителем) буквенного рычага (рис. 28, б) и без направления. В процессе печатания буквенный рычаг не должен ударяться о сегмент.

2. Процесс печатания повторяют, но печатание производят только с направлением буквенного рычага и предварительным ударом рычага об упор на сегменте. Зазор между буквой и бумагоопорным резиновым валом при соприкосновении рычага с упором на сегменте устанавливают около 0,15 мм.

При печатании использовалась писчая бумага толщиной 0,10 мм, копировальная бумага 0,03 мм, красящая лента 0,15 мм, буквы П с периметром 11 мм. Этой проверкой определяют зависимость пробивной способности механизма от толщины писчей и копировальной бумаги.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОБИВНОЙ СПОСОБНОСТИ ПЕЧАТАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА

Определение угловой скорости и углового ускорения. Спиральная пружина закручивается вращением оси; при спуске пружины рычаг, вращаясь с осью, возвращается в исходное положение.

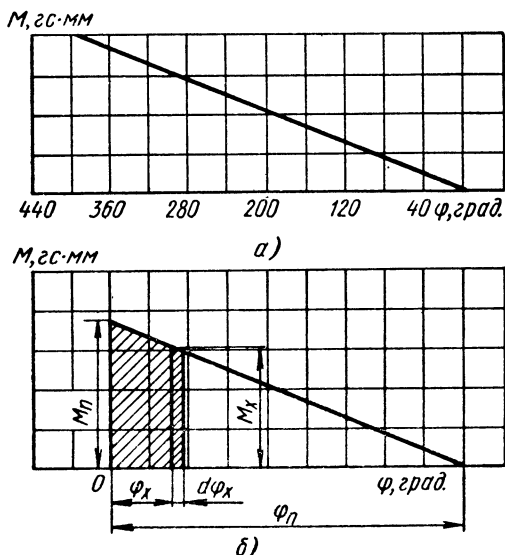


Рис. 29. График моментов и деформации пружины:

a — диаграмма изменения момента развиваемой пружины в зависимости от угла закручивания пружины, b — начальное положение угла закручивания пружины и момента

Замеряя угол закручивания φ и соответствующее усилие P на рычаге, для каждого угла закручивания найдем момент, развиваемый пружиной $M = Pl$, где l — длина рычага от оси вращения до места приложения нагрузки.

На основании опытных данных следует построить диаграмму изменения момента M , развиваемого пружиной в зависимости от угла закручивания пружины φ (рис. 29, a).

Если принять за начальное положение угол закручивания с моментом пружины M_n (рис. 29, b) и из этого положения дать возможность повернуться рычагу, то момент пружины в конце поворота рычага на угол φ_x

$$M_x = M_n - \frac{M_n \varphi_x}{\varphi_n} = \frac{M_n (\varphi_n - \varphi_x)}{\varphi_n}. \quad (46)$$

Потенциальная энергия для этого положения пружины

$$A_{\text{r}} = \int_0^{\varphi_x} M_x d\varphi_x = \int_0^{\varphi_x} \frac{M_n (\varphi_n - \varphi_x) d\varphi_x}{\varphi_n} = M_n \left(\varphi_x - \frac{\varphi_x^2}{2\varphi_n} \right). \quad (47)$$

Если пренебречь массой пружины, то кинетическая энергия рычага при раскручивании пружины

$$T_x = \frac{J_o \omega_x^2}{2},$$

где J_o — момент инерции рычага относительно оси вращения;
 ω_x — угловая скорость в конце поворота рычага.

Приравняв потенциальную и кинетическую энергии, найдем угловую скорость ω_x в конце поворота рычага

$$M_n \left(\varphi_x - \frac{\varphi_x^2}{2\varphi_n} \right) = \frac{J_o \omega_x^2}{2};$$

$$\omega^2 = \frac{2M_n}{J_o} \left(\varphi_x - \frac{\varphi_x^2}{2\varphi_n} \right)$$

или

$$\omega_x = \sqrt{\frac{2M_n}{J_o} \left(\frac{2\varphi_n \varphi_x - \varphi_x^2}{2\varphi_n} \right)} = \sqrt{\frac{M_n}{J_o \varphi_n} \varphi_x (2\varphi_n - \varphi_x)}. \quad (48)$$

В этом уравнении M_n устанавливают опытным путем, а угол φ_n берут соответственно по графику, изображенному на рис. 29, б. Угол поворота буквенного рычага φ_x для нашей экспериментальной установки является величиной постоянной в пределах исходного и крайнего положений буквенного рычага перед ударом, т. е.

$$\varphi_x \approx \frac{\pi}{2}.$$

Дифференцируя по времени выведенное уравнение для угловой скорости (48), можно найти угловое ускорение

$$\varepsilon_x = \frac{d\omega_x}{dt}. \quad (49)$$

Более точное значение углового ускорения с учетом силы тяжести рычага можно найти из уравнения моментов для рычага относительно его оси вращения (рис. 30, а)

$$\Sigma M_o = 0; M_x + \varepsilon_x J_o + Gl = 0;$$

откуда

$$\varepsilon_x = \frac{M_x + Gl}{J_o}, \quad (50)$$

где M_x — движущий момент пружины перед ударом буквенного рычага, определяют расчетным путем по формуле (46) на основании опытных данных;

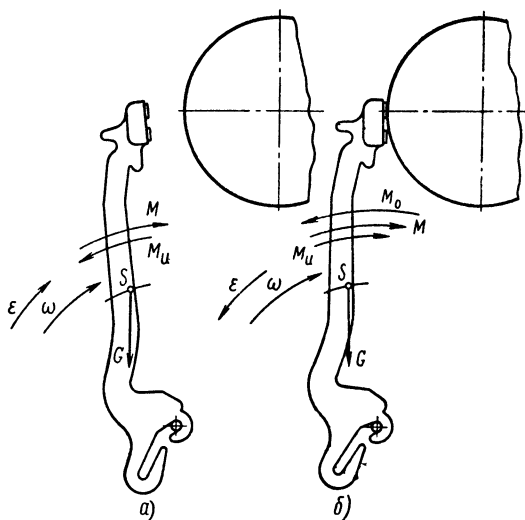


Рис. 30. Буквенный рычаг в различных положениях:

а — рычаг в движении, б — рычаг в момент удара

J_o — момент инерции буквенного рычага относительно его оси вращения;

G — сила тяжести рычага;

l — плечо силы.

Угловое ускорение в процессе печатания (удара) можно найти из уравнения моментов для буквенного рычага, когда он соприкасается с бумагоопорным резиновым валом (рис. 30, б).

$$\Sigma M_o = 0; M_n + M_x + M_n + M = 0$$

или

$$-Pl_1 + M_x - \epsilon'_x J_o + Gl = 0,$$

откуда

$$\epsilon'_x = \frac{Pl_1 + M_x + Gl}{J_o},$$

где P — сила, при статическом приложении которой к знаку (букве) получается отпечаток буквы, соответствующий эталону (определяется опытным путем);

l_1 — плечо силы.

Определение кинетической энергии и мощности, развиваемой буквенным рычагом перед ударом по валу. Кинетическую энергию буквенного рычага без учета массы пружины перед ударом определяют по формуле

$$T = \frac{J_0 \omega_x^2}{2},$$

где ω_x — угловая скорость буквенного рычага перед ударом [определяют по формуле (48)];

J_0 — момент инерции буквенного рычага относительно оси вращения.

Выведем уравнение, выражающее зависимость числа оттисков (копий) от величины кинетической энергии вращающего буквенного рычага и твердости резинового вала. На основании исходных данных, способом наименьших квадратов установим аппроксимацию, которая отразит общий ход данной функции без копирования местных отклонений.

Лучшее приближение устанавливаемой зависимости числа копий от величины кинетической энергии на буквенном рычаге перед ударом может быть представлено формулой

$$y = a + bx + cx^2,$$

где a , b и c — неизвестные константы;

y — число оттисков (копий);

x — величина кинетической энергии механизма.

Вывод уравнения производят следующим образом.

На основании исходных данных составляют начальные уравнения по количеству наблюдений, а затем — нормальные уравнения, причем число уравнений равно числу неизвестных констант. Решая систему уравнений, определяют неизвестные константы и пишут уравнение, связывающее число копий и величину кинетической энергии:

$$y = 1,35 + 4,8x + 0,19x^2. \quad (51)$$

Подсчитанная по этому уравнению величина кинетической энергии, необходимая для качественного печатания букв на шести копиях бумаги, примерно равна количеству кинетической энергии, определенной на основании осциллографической записи скорости перемещения клавишного рычага при печатании на пишущей машине.

Уравнение (51) позволяет определить количество копий или величину кинетической энергии при твердости бумагоопорного резинового вала по Шору 91—96 единиц и принятом периметре буквы.

По этой формуле можно получить удовлетворительные результаты при определении двух и более оттисков (копий), для одного оттиска кинетическая энергия

$$T = x = 0,014 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Решение приведенного уравнения не представляет затруднений, если задана кинетическая энергия и требуется определить количество оттисков (копий).

Для обратного решения задачи выведенное уравнение (51) можно представить в виде квадратного уравнения, так как в этом случае y является известной величиной. Обозначив $a - y = d$, получим квадратное уравнение

$$cx^2 + bx + d = 0. \quad (52)$$

Таким образом, преобразуя выведенное уравнение в квадратное, определим корень и найдем по заданному числу копий величину кинетической энергии.

Очевидно, что при увеличении периметра буквы и сохранении условий — твердости бумагоопорного резинового вала и числа оттисков (копий) количество расходуемой кинетической энергии

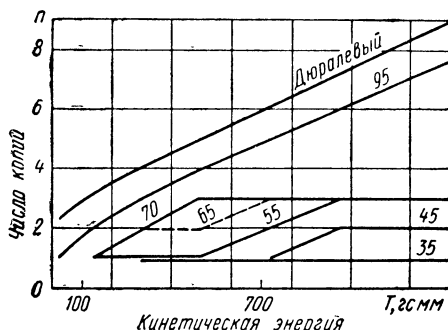


Рис. 31. Графики зависимости числа копий от твердости резинового вала и кинетической энергии (цифры над кривыми характеризуют твердость вала по Шору)

возрастает. Изменение величины кинетической энергии можно принять прямо пропорциональным периметру букв. Следовательно, приведенное уравнение справедливо и для алфавитов букв других размеров.

Предположим, что по заданной величине кинетической энергии T_d и числу оттисков требуется определить периметр буквы. Решение задачи сводится к предварительному определению величины кинетической энергии T для образцовой буквы Π с периметром L , при заданном числе оттисков. Периметр искомой буквы

$$L_d = \frac{T_d L}{T} . \quad (53)$$

так как

$$\frac{T}{L} = \frac{T_d}{L_d} .$$

Кинетическую энергию по числу оттисков (копий) или в зависимости от твердости бумагоопорного резинового вала можно быстро и точно определить по графику, изображенному на рис. 31. График построен на основании опытных данных. Каждая кривая графика выражает определенную твердость бумагоопорного вала.

Изображенные графики показывают, что бумагоопорные резиновые валы с твердостью по Шору 70 единиц и менее дают наименьшее число качественных оттисков (копий). Увеличение кинетической энергии печатающего механизма в этом случае не влияет на

увеличение числа качественных оттисков (копий), так как отпечатки букв получаются расплывчатыми (смазанными).

Бумагоопорные резиновые валы с твердостью по Шору 95—96 единиц дают наибольшее количество качественных оттисков (копий). На бумагоопорных валах с дюралевой оболочкой твердостью 124 единицы по Бринеллю было получено максимально до одиннадцати качественных оттисков. Дальнейшее увеличение кинетической энергии приводит к сквозному пробиванию контура букв у первых оттисков.

Бумагоопорные валы с дюралевой оболочкой увеличивают шум при работе на пишущей машине. Поэтому такие бумагоопорные валы применяют только в случаях, когда требуется получить много оттисков (копий). Наиболее широко применяют бумагоопорные резиновые валы с твердостью по Шору 91—96 единиц.

Если расстояние по вертикали между кривыми (рис. 31), соответствующими числу оттисков (копий), принять пропорциональным твердости бумагоопорного вала, то уравнение (51) можно использовать при валах различной твердости, а по графику можно установить связь между твердостью бумагоопорного резинового вала по Шору и твердостью дюралевого вала по Бринеллю. Рассмотрим конкретные примеры.

Пример 1. Дано: твердость бумагоопорного резинового вала по Шору $H_{ш}$; величина кинетической энергии печатающего механизма T .

Найти: число оттисков (копий) B .

Решение: Определив по уравнению (51) число копий A для вала с твердостью по Шору, равной 95 единицам, находим число копий B для вала заданной твердости:

$$\frac{A}{95} = \frac{B}{H_{ш}}; \quad B = \frac{AH_{ш}}{95}.$$

Пример 2. Установить связь между твердостью бумагоопорного дюралевого вала по Бринеллю и условной твердостью этого вала по Шору. Согласно графику при величине кинетической энергии T число оттисков (копий) на бумагоопорном резиновом валу с твердостью по Шору $H_{ш}$ равно A , а на дюралевом валу с твердостью по Бринеллю $HВ$ равно B . На основании этих данных производим условный перевод единиц твердости по Бринеллю в единицы твердости по Шору. Искомая условная твердость по Шору дюралевого вала

$$X_{ш} = \frac{BH_{ш}}{A}.$$

3. ПРОБИВНАЯ СПОСОБНОСТЬ МЕХАНИЗМА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТОЛЩИНЫ ПИСЧЕЙ И КОПИРОВАЛЬНОЙ БУМАГИ

При нормальной работе машинистки на пишущей машине можно получить различное количество одновременных качественных оттисков знаков (букв) на бумаге в зависимости от толщины писчей и копировальной бумаги. Естественно, число одновременных качественных оттисков (букв) увеличивается, если печатание производится на тонкой бумаге. С увеличением толщины бумаги число одновременных оттисков знаков (букв) уменьшается.

Для установления зависимости числа оттисков от толщины бумаги рекомендуется использовать описанную выше экспериментальную установку (рис. 13). Печатание следует производить на писчей бумаге одинаковой толщины, с толщиной копировальной бумаги 0,03 мм и красящей ленты до 0,15 мм. При проведении опытов следует установить зависимость получения качественных одновременных оттисков знаков (букв) на писчей бумаге от величины кинетической энергии механизма перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный вал и суммарной толщины писчей и копировальной бумаги. Ниже приводятся примерные данные, показывающие зависимость необходимой величины кинетической энергии от суммарной толщины бумаги при твердости бумагоопорного вала по Шору 95 единиц.

| | | | | | | |
|---|-----------|---------|---------|---------|----------|-----------|
| Суммарная толщина писчей и копировальной бумаги, в мм | 0,36 | 0,49 | 0,64 | 0,75 | 0,88 | 1,01 |
| Кинетическая энергия в гс·см | 140,0—280 | 290—480 | 490—700 | 710—940 | 950—1200 | 1220—1450 |

Приведенные формулы, диаграммы и данные позволят конструктору определить необходимую кинетическую энергию при печатании знаков разных размеров на бумаге различной толщины с учетом твердости бумагоопорного вала.

4. ПРОБИВНАЯ СПОСОБНОСТЬ МЕХАНИЗМА И КАЧЕСТВО ПЕЧАТИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ БУКВЕННОГО РЫЧАГА И УПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА

Влияние изменения положения центра тяжести буквенного рычага на пробивную способность механизма определяли теоретически и проверяли опытным путем.

По формуле (51) или по цифровым данным, приведенным выше, определяем величину кинетической энергии, необходимую для печатания шести качественных копий на имеющейся писчей бумаге нормальным буквенным рычагом. Затем, не изменяя величины угловой скорости и подставив значения моментов инерции специальных рычагов, следует вновь по этой формуле определить величину кинетической энергии.

Весы специальных буквенных рычагов по сравнению с нормальными не меняли, а положение центра тяжести у этих рычагов изменяли путем напайки олова, а образовавшийся излишек металла снимали по контуру рычага.

Из сравнения полученных образцов печати можно сделать заключение, что изменение положения центра тяжести буквенного рычага в пределах ± 6 мм при сохранении его веса существенного влияния на количество оттисков (копий) не имеет.

Рассмотрим влияние упругих колебаний каждого звена на работу печатающего механизма при следующих условиях.

В кинематических парах не должно быть зазоров, а геометрические размеры звеньев соответствуют их чертежным размерам; отсутствие трения в кинематических парах обеспечивает наличие свободных колебаний (в звеньях механизма затухающих колебаний не должно быть).

При ударе по клавише 1 печатающего механизма (рис. 32) вращаются относительно осей O_1 , O_2 , O_3 рычаги, клавишный 2, промежуточный 3 и буквенный 4. Клавишный рычаг, опускаясь, сжимает пружину 5, поворачивает промежуточный и буквенный

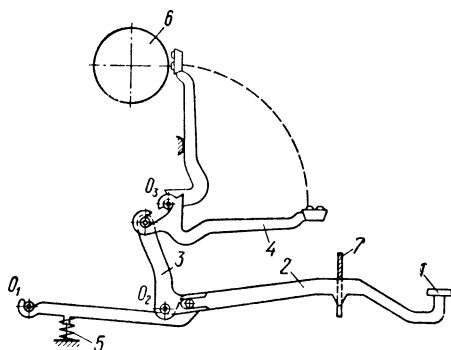


Рис. 32. Печатающий механизм пишущей машины типа I

рычаги. В результате приводится в движение механизм передвижения ленты, затем включается в работу шаговый механизм, который при своем включении позволяет каретке с бумагоопорным резиновым валом 6 переместиться на один шаг. Ударом по бумагоопорному резиновому валу буквой (знаком) буквенный рычаг заканчивает свое вращение. В исходное положение печатающий механизм возвращается с помощью пружин и сил тяжести рычагов, в основном клавишного и буквенного.

При следующем ударе по клавише клавишного рычага процесс движения звеньев печатающего механизма повторяется.

Определение влияния упругих колебаний отдельных звеньев на работу печатающего механизма начнем с клавишного рычага. Удар пальцем машинистки по клавише клавишного рычага происходит не точно в вертикальной плоскости и по центру клавиши, а под некоторым углом. Косой удар вызывает не только перемещение, но и сложное колебательное движение рычага. Разложим колебательное движение на колебания в вертикальной (плоскость перемещения рычагов) и горизонтальной плоскостях, причем в этом случае частоты колебаний в обеих плоскостях будут различны, так как они, как показано ниже, зависят от величины жесткости рычага в этих плоскостях.

Свободные линейные колебания тела с одной степенью свободы можно определить из линейного дифференциального уравнения

$$m\ddot{x} + cx = 0. \quad (54)$$

Разделив это уравнение на m и обозначив $\frac{c}{m} = p^2$, получим

$$\ddot{x} + p^2x = 0.$$

Решение этого дифференциального уравнения записывается в виде

$$x = A \cos pt + B \sin pt, \quad (55)$$

где A и B — постоянные интегрирования. При $t=0$, $x=x_0$, $\dot{x}=v_0$

$$x = x_0 \cos pt + \frac{v_0}{p} \sin pt; \quad \dot{x} = -x_0 p \sin pt + v_0 \cos pt.$$

При

$$v_0 = 0; \quad x = x_0 \cos pt; \quad \dot{x} = -x_0 p \sin pt.$$

Принимая $t=T$ и $x=x_0$, найдем $x_0 = x_0 \cos pT$,

$$\text{откуда } 2\pi = pT \quad \text{или} \quad T = \frac{2\pi}{p} \quad \text{и} \quad \frac{1}{T} = \frac{p}{2\pi},$$

где T — период полного колебания;

$$\frac{1}{T} \quad \text{— частота колебаний.}$$

Представим значение круговой частоты

$$p = \sqrt{\frac{cg}{P}} = \sqrt{\frac{g}{f_c}}, \quad (56)$$

где f_c — статистическое удлинение;

P — вес падающего тела;

c — жесткость системы;

g — ускорение силы тяжести.

Расчетные формулы для определения периода и частоты колебаний имеют вид

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{f_c}{g}} \quad \text{и} \quad \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_c}}. \quad (57)$$

С учетом массы ударяемого тела

$$f_c = \frac{P + m^{np}g}{\bullet},$$

где m^{np} — приведенная масса ударяемого тела.

В данном случае учет массы печатающего механизма снижает динамический эффект ударной нагрузки примерно на 3—5%.

Жесткость клавишного рычага в горизонтальной плоскости значительно меньше жесткости рычага в вертикальной плоскости. В целях увеличения жесткости клавишного рычага в горизонтальной плоскости впереди печатающего механизма ставят пластинку с пазами (гребенка 7, рис. 32), которая является направляющей для клавишных рычагов. Во избежание вибраций рычага (дополнительного шума) гребенку устанавливают по возможности ближе к клавишам. Пластика (гребенка) увеличивает жесткость клавишных рычагов в горизонтальной плоскости в 4 и более раз. При этом жесткость рычагов в горизонтальной плоскости колеблется в пределах 100—200 гс/мм, в вертикальной — в пределах 150—350 гс/мм.

Следовательно, с увеличением жесткости уменьшается амплитуда колебаний и повышается частота вибраций.

Колебания клавишного рычага в вертикальной плоскости должны быть незначительны, поэтому их можно не учитывать. Однако рассмотренные колебания клавишного рычага не должно влиять на качество отпечатка букв (знаков), так как промежуточный рычаг имеет большую жесткость, а его кинематическая и силовая связь с клавишным рычагом происходит только в плоскости. Поэтому колебания промежуточного рычага ничтожно малы и ими можно пренебречь.

Наибольший интерес при исследовании представляют колебания буквенных рычагов, так как они влияют на качество печати.

Из-за неточности сборки пишущих машин ось пальца, с помощью которого соединяется буквенный рычаг с промежуточным, не всегда находится в строго горизонтальном положении, а центр тяжести буквенного рычага может быть смещен относительно его вертикальной оси симметрии. В результате сила удара промежуточного рычага по буквенному направлена не по прямой. Косой же удар вызывает одновременно с вращением сложный колебательный процесс буквенного рычага. Аналогично клавишному рычагу амплитуда колебаний буквенного рычага в горизонтальной плоскости значительно больше, чем в вертикальной. Жесткость буквенных рычагов различных пишущих машин в горизонтальной и вертикальной плоскостях показана в табл. 2. Жесткость буквенных рычагов увеличивается за счет полувыдавленной по длине канавки и их термообработки. Приведенные в табл. 2 данные получены автором экспериментально.

Т а б л и ц а 2

| Буквенные рычаги канцелярских пишущих машин | Жесткость в кгс/мм | |
|---|--------------------------|----------------------------|
| | в вертикальной плоскости | в горизонтальной плоскости |
| Тип II и тип III | 2,8—2,74 | 0,148—0,143 |
| Модель «Оптимa» | 2,94—2,8 | 0,103—0,1 |
| Тип IV | 2,94—2,8 | 0,13—0,129 |
| Модель «Райнметалл» | 3,3—3,12 | 0,121—0,118 |
| Тип I | 1,19—1,18 | 0,07—0,068 |

Колебания в вертикальной плоскости не влияют на качество печати из-за большой жесткости рычага и совпадения плоскости его колебаний с плоскостью печатания.

Для устранения колебаний в горизонтальной плоскости, которые могут вызвать разброс при печатании букв, буквенный рычаг на оси вращения в прорези сегмента имеет большие направляющие плоскости с обеих сторон. При повороте буквенного рычага примерно на 85° он входит в направляющее устройство (буквоводитель), которое постепенно уменьшает амплитуду его колебаний в горизонтальной плоскости (рис. 28, б). Неравномерность размещения знаков в строке допускается в пределах не более 0,1 мм. Следовательно, зазор между буквенным рычагом в конечном положении и плоскостями направляющего устройства не должен превышать 0,1 мм.

Для устранения влияния колебаний в горизонтальной плоскости в современных пишущих машинах при ударе по плавিশу клавишного рычага буквенный рычаг, поворачиваясь вокруг своей оси в направляющем устройстве, ударяется вначале о стальную дугу на сегменте, а конец рычага со знаком (буквой) в результате инерционных сил, преодолевая упругость буквенного рычага, продолжает перемещаться вперед в вертикальной плоскости и наносит удар по бумагоопорному валу (рис. 32).

Таким образом, в результате удара буквенного рычага о сегмент происходит силовое замыкание рычага с сегментом, меняющее процесс колебания рычага. В этом случае при ударе знака (буквы) по бумагоопорному валу получается резкий (четкий) отпечаток знака (буквы).

Одной из причин, которые приводят к разбросу знаков (букв) по высоте, является несовершенство конструкции буквенного рычага. На рис. 28, а изображены буквенные рычаги канцелярской пишущей машины типа I, которые не полностью охватывают ось вращения, и рычаги пишущих машин типа II и III полностью, охватывающие ось вращения.

В первом случае при вращении буквенный рычаг может перемещаться в радиальном направлении в плоскости вращения. Чтобы устранить возможность такого перемещения, необходимо точно обработать профиль рычага (на рис. 28, а правая часть внизу), что вызывает дополнительные затраты при его изготовлении. Малейшая неточность в конфигурации этого профиля приведет к разбросу знаков по высоте.

Во втором случае возможность разброса знаков снижается, так как буквенный рычаг целиком охватывает ось вращения.

Установка и снятие буквенных рычагов, как правило, производится механиком и в том и другом случае без затруднений. Правка знаков (прихотка шрифта — букв) при сборке пишущих машин не рассматривается, так как это вопрос технологии.

Влияние упругих (свободных) колебаний на качество печати легко проверить, сравнивая качество отпечатков букв.

Сравнение качества печати этих строк подтверждает правильность приведенных выше соображений.

ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

1. ОСЦИЛЛОГРАФИЧЕСКАЯ ЗАПИСЬ СКОРОСТИ

На рис. 33 изображена в увеличенном масштабе осциллографическая запись скорости движения клавиши клавишного рычага в процессе работы на канцелярской пишущей машине типа I. С помощью вертикальных прямых линий она разбита на ряд участков, соответствующих: 1) процессу удара пальцем по клавише; 2) движению механизма по инерции; 3) процессу удара буквенного рычага по стальной планке и знака (буквы) по бумагоопорному резиновому валу; 4) движению механизма при отскоке, т. е. при возвращении механизма в исходное положение после удара буквенного рычага; 5) процессу удара буквенного рычага о подушку при его возвращении в исходное положение.

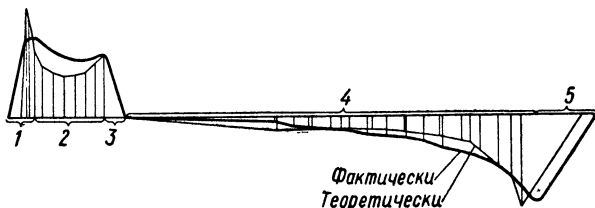


Рис. 33. Осциллографическая запись скорости движения клавиши клавишного рычага

Осциллографическую запись движения любого печатающего механизма можно разбить на указанные участки. Закон движения механизма характеризует его конструкцию.

В процессе проектирования печатающих механизмов оценить конструкцию механизма можно только теоретически. Поэтому рассмотрим теоретические методы определения законов движения.

Определение законов движения произведено для печатающих механизмов типов I, II и III отдельно на каждом из перечисленных участков, кроме 3 и 5-го участков, на которых скорость уменьшается до нуля за счет упругой деформации буквенного рычага, опорного вала, бумаги и подушки.

2. ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЙ ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ, ДВИЖУЩИХСЯ ПО ИНЕРЦИИ

При движении звеньев механизма по инерции сумма кинетической энергии и работы сил сопротивлений без учета работы сил трения является постоянной величиной.

Разность суммарной постоянной величины энергии A_R и работы сил сопротивлений A_c в различных положениях механизма представляет собой величину кинетической энергии $T = A_R - A_c$.

Из уравнения живых сил

$$T = \frac{m^{пр} v_k^2}{2} \text{ или } v_k = \sqrt{\frac{2T}{m^{пр}}}, \quad (58)$$

где T — кинетическая энергия;

$m^{пр}$ — приведенная масса механизма;

v_k — скорость точки k звена приведения (клавишного рычага).

Определение составляющих величин суммарной энергии. Величина кинетической энергии зависит от числа копий бумаги с качественно нанесенными (отпечатанными) знаками, толщины бумаги, твердости бумагоопорного резинового вала и размеров знаков. На стр. 63 приведены значения кинетической энергии.

Пользуясь ими и другими данными, приведенными в гл. IV, в соответствии с проектным заданием, можно определить величину кинетической энергии буквенного рычага перед его ударом о бумагоопорный вал.

Величина работы приведенных сил сопротивлений зависит от предварительного натяжения и рабочих характеристик (графиков нагрузок и деформаций) возвратных пружин (отдачи клавишных рычагов и отдачи мостика), силы, необходимой для переключения центрального механизма, и силы тяжести звеньев.

В канцелярских пишущих машинах усилие на клавише для начального ее сдвига на 8 мм при отсутствии связи клавишного рычага с промежуточным рычагом можно взять в пределах 10—15 гс (усилие пружины отдачи клавишных рычагов). В зависимости от конструкции печатающего механизма, конструктор должен выбрать место установки, материал и диаметр проволоки пружины, шаг и число витков. Он должен определить предварительное натяжение и построить рабочую характеристику пружины.

Таблица 3

| Углы поворота буквенного рычага | | | |
|--------------------------------------|------------------------------|--|------------------------------|
| Начало перемещения мостика включения | Начало подъема лентоводителя | Начало соприкосновения собачки шагового механизма с анкерным колесом | Включение шагового механизма |
| 62—68° | 65—75° | 85—90° | 90—95° |

Буквенный рычаг при взаимодействии с мостиком выключения преодолевает силы пружины отдачи мостика и силы, связанные с подъемом лентоводителя и переключением шагового механизма. Шаговый механизм по техническим условиям должен работать, когда буква (литера) буквенного рычага находится на расстоянии от бумагоопорного вала 1—3 мм.

Для приведения печатающего механизма в положение, при котором произойдет срабатывание шагового механизма, необходимо

к клавише клавишного рычага приложить силу 900—1200 гс. Величина силы зависит от конструкции печатающего механизма.

В табл. 3 показаны углы поворота буквенного рычага в зависимости от включаемых в работу при перемещении мостика механизмов. Мостик включения начинает работать в тот момент, когда упор (бородка) буквенного рычага придет с ним в соприкосновение.

Момент сопротивления на буквенном рычаге изменяется от 400 до 3500 гс·мм. Уменьшение моментов сопротивлений на буквенном рычаге увеличивает пробивную способность печатающего механизма.

Диаметр проволоки пружины отдачи клавишного рычага и мостика в пишущих машинах можно взять около 0,5 мм.

В зависимости от конструкции шагового и других механизмов и графика нагрузки и деформации возвратной пружины конструктор устанавливает величины моментов сопротивлений для различных положений печатающего механизма.

Установив места приложения, величины сил и моментов в зависимости от положения механизма, а также веса клавишных и буквенных рычагов приступают к определению приведенных сил в различных положениях печатающего механизма. За звено приведения берут клавишный рычаг, а клавишу этого рычага — за точку приведения. Приведенные силы определяют из равенства мгновенных мощностей. Если принять, что угол между приведенной силой и скоростью точки приведения равен нулю, то

$$P_{пр} = P_i \frac{v_i \cos(\widehat{P_i, v_i})}{v_k}, \quad (59)$$

где $P_{пр}$ — приведенная сила;

P_i — сила, приложенная к i -му звену;

v_i — скорость точки приложения силы P_i ;

$(\widehat{P_i, v_i})$ — угол, образованный силой P_i и скоростью v_i ;

v_k — скорость точки приложения приведенной силы.

В формуле (59) не требуется знать действительные скорости v_i и v_k , так как они входят в виде отношения, которое зависит не от действительной скорости движения звеньев механизма, а от его положения. Поэтому вместо v_i и v_k берут соответствующие размеры векторов из планов скоростей.

При построении планов скоростей условно, принимают, что движение клавишного рычага (звена приведения) происходит с постоянной скоростью. Дугу, по которой перемещается клавиша клавишного рычага, разбивают на ряд равных частей. Каждое положение клавиши нумеруют и строят планы механизма и планы скоростей.

Для определения приведенных сил пружины отдачи клавишного рычага при длинных клавишных рычагах угол поворота рычагов берут сравнительно небольшой, поэтому без большой ошибки в

формуле (59) можно принять угол $(\widehat{P_i, v_i})$ равным нулю, т. е. $\cos(0) = 1$. Скорости v_k точки приложения приведенной силы и v_k' точки приложения силы пружины принадлежат клавишному рычагу, поэтому

$$\frac{v_{k'}}{v_k} = \frac{\omega l_{опр}}{\omega l_{ок}} = \frac{l_{опр}}{l_{ок}} = k = \text{const},$$

где ω — угловая скорость клавишного рычага;

$l_{пр}$ — расстояние от оси вращения клавишного рычага до точки приложения силы пружины;

$l_{ок}$ — расстояние от оси вращения клавишного рычага до точки приведения (клавиши);

k — постоянная величина.

Подставив приведенные данные в формулу для подсчета $P_{к1}^{пр}$, получим расчетную формулу

$$P_{к1}^{пр} = P_{к1} k,$$

где $P_{к1}^{пр}$ — приведенная сила пружины отдачи клавишного рычага;

$P_{к1}$ — сила пружины (для каждого положения механизма P_k берут из рабочей характеристики).

По расчетным данным строят диаграмму приведенных сил [$P_{к1}$, s_k]. Предварительное натяжение пружины на клавише клавишного рычага равно 50—80 гс и в конце перемещения — 100—160 гс.

Приведение силы пружины отдачи мостика, силы тяжести буквенного рычага с учетом усилия, необходимого для подъема ленто-водителя, силы перемещения собачки включения шагового (центрального) механизма и других, целесообразно проводить совместно, установив для каждого положения буквенного рычага общую силу или момент сил.

Опытные данные, замеренные у пишущей машины «Олимпия» (модель 8), приведены в табл. 4.

Т а б л и ц а 4

| Углы и моменты буквенного рычага | Начало процессов | | | |
|---|--|-------------------------------|--|--------------|
| | перемеще- ния мостика включения | подъема ленто- водителя | соприкоснове- ния собачки с анкерным колесом | переключения |
| *Угол поворота в град | 62—65 | 68—70 | 89—90 | 95—96 |
| Момент сопротивле- ния в гс·мм . . . | 410—750 | 800—1000 | 1250—1660 | 2900—3320 |

Приведенные величины следует увязать с поворотом клавишного рычага — звеном приведения. Моменты сопротивления, приведенные к клавишному рычагу, рассчитывают по формуле

$$M_{к}^{пр} = \frac{M\omega_6}{\omega_k} = Mi_m, \quad (60)$$

где $M_{к}^{пр}$ — приведенный момент сопротивления;

M — момент сопротивления на буквенном рычаге;

ω_6 — угловая скорость буквенного рычага;

ω_k — угловая скорость клавишного рычага;

i_m — передаточное отношение печатающего механизма.

Силу сопротивления, приведенную к клавише клавишного рычага, рассчитывают по формуле

$$P_{к2}^{пр} = \frac{M_{к}^{пр}}{l_{ок}},$$

где $P_{к2}^{пр}$ — приведенная сила сопротивления;

$l_{ок}$ — размер клавишного рычага от оси вращения до центра клавиши.

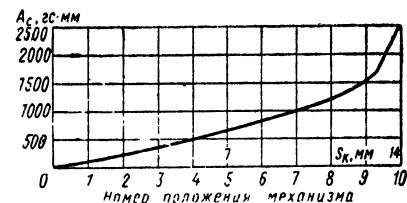
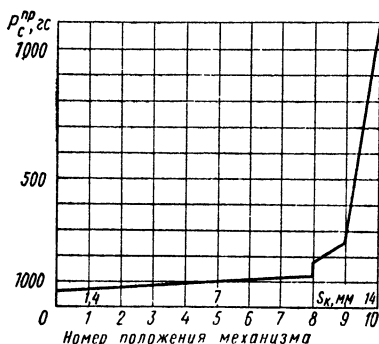


Рис. 35. Суммарная диаграмма работы сил сопротивлений

Рис. 34. Суммарная диаграмма приведенных сил сопротивлений
Величины $P_c^{пр}$ и A_c отрицательны

По расчетным данным строят диаграмму приведенных сил сопротивления. Приведенными силами тяжести клавишного и промежуточного рычагов пренебрегают.

Построенные диаграммы суммируют и строят суммарную диаграмму $[P_c^{пр}, S_k]$ (рис. 34). При суммировании необходимо предварительно уравнивать масштабы диаграмм.

Площадь построенной суммарной диаграммы приведенных сил, представляет собой работу этих сил. Работа приведенных сил сопротивлений

$$A_c = \int P_c^{пр} ds_k.$$

Графически интегрируя диаграмму $[P_c^{пр}, s_k]$, строят диаграмму работы $[A_c, s_k]$ (рис. 35). Диаграмма работы приведенных сил сопротивлений по пути перемещения клавиши клавишного рычага (звена приведения) представляет собой интегральную кривую, построенную по диаграмме приведенных сил сопротивлений, и поэтому эти диаграммы взаимосвязаны.

Установив величины кинетической энергии (см. стр. 63) и работы приведенных сил сопротивлений в конечном положении механизма, определяют суммарную величину энергии движущегося по инерции механизма $T + A_c$ и в масштабе работы μ_A проводят ее в виде горизонтальной линии AB на диаграмме $[(T + A_c), s_k]$ (рис. 36). Если принять прямую AB за ось абсцисс, то кривая работы относительно этой оси представит собой перевернутую диаграмму изме-

нения кинетической энергии при движении механизма по инерции. Кинетическую энергию в каждом положении механизма определяют по формуле

$$T_i = \frac{y_T}{\mu_A},$$

где y_T — ордината кинетической энергии.

Скорость клавиши рычага зависит от кинетической энергии и приведенных масс механизма.

Массы как и силы приводятся к клавише клавишного рычага. В данном расчете можно ограничиться приведением только массы буквенного рычага. Приведенными массами других звеньев можно пренебречь, так как они по сравнению с приведенной массой буквенного рычага малы. Приведение масс производится из равенства кинетических энергий. Величина приведенной массы как и приведенной силы зависит не от действительных скоростей, а только от положения механизма.

Приведенную массу буквенного рычага для каждого положения механизма определяют по формуле

$$m_6^{пр} = \frac{\frac{G}{g} (ps_3)^2}{(pk)^2},$$

где G — вес буквенного рычага в гс;

$g = 978 \text{ см/с}^2$ — ускорение свободного падения;

ps_3 — отрезок скорости центра тяжести буквенного рычага на плане скоростей;

pk — отрезок скорости клавиши клавишного рычага на плане скоростей, величина отрезка постоянная для всех положений механизма.

По значениям приведенных масс и кинетических энергий по формуле (58) определяют скорость движения клавиши в каждом положении механизма. По полученным данным строят диаграмму $[v_k, s_k]$, характеризующую закон движения клавиши клавишного рычага рассматриваемой конструкции печатающего механизма. Закон движения клавиши является основным критерием в оценке качества конструкции механизма.

Этим методом произведено исследование печатающих механизмов типа I, II и III. Предварительно по опытным и расчетным данным построены следующие диаграммы для этих механизмов.

1) Диаграммы приведенных сил сопротивлений $[P_c, s_k]$ (рис. 37)

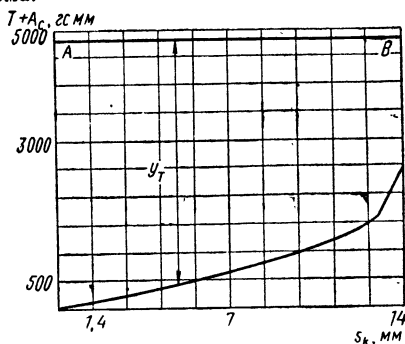


Рис. 36. Диаграмма работы и кинетических энергий

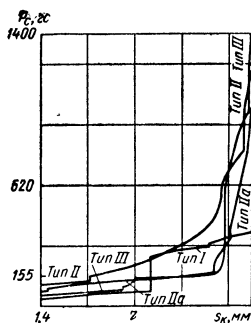


Рис. 37. Диаграммы сил сопротивлений

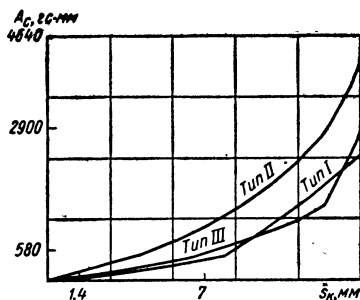


Рис. 38. Диаграммы работы

построены по опытным данным. По оси ординат отложены силы сопротивления, а по оси абсцисс — перемещения клавиши клавишного рычага. Путь клавиши разбит на десять равных частей, соответствующих положениям механизма, то же сделано и на других диаграммах.

2) Диаграммы работ сил сопротивлений $[A_c, s_k]$ (рис. 38) построены путем графического интегрирования диаграммы $[P_c, s_k]$.

3) Диаграммы приведенных масс $\{m^{np}, s_k\}$, представляющих

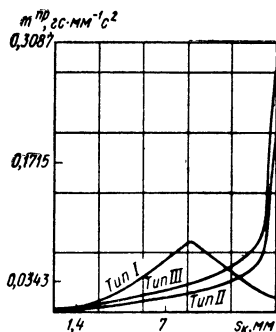


Рис. 39. Диаграммы приведенных масс

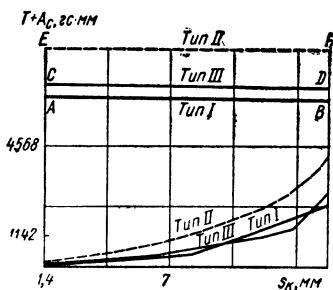


Рис. 40. Диаграммы работы и кинетических энергий

собой приведенные массы буквенного рычага к клавише клавишного рычага, показаны на рис. 39. Приведенные массы других звеньев ввиду их малости, не учитывали. Величину приведенной массы для каждого положения механизма определяли из равенства

$$\frac{J_{o1}^{np} \omega_1^2}{2} = \frac{J_{o3} \omega_3^2}{2},$$

откуда

$$J_{01}^{\text{пр}} = J_{03} \frac{\omega_3^2}{\omega_1^2} = J_{03} (i_m)^2. \quad (61)$$

Известно, что

$$J_{01}^{\text{пр}} = m^{\text{пр}} R_1^2$$

или

$$m^{\text{пр}} = \frac{J_{01}^{\text{пр}}}{R_1^2},$$

где $J_{01}^{\text{пр}}$ — момент инерции звена приведения (клавишный рычаг);
 ω_1 — угловая скорость звена приведения;
 J_{03} — момент инерции буквенного рычага относительно оси вращения;
 ω_3 — угловая скорость буквенного рычага;
 i_m — передаточное отношение печатающего механизма;
 $m^{\text{пр}}$ — приведенная масса механизма;
 R_1 — размер клавишного рычага от оси вращения до центра клавиши.

4) Диаграммы кинетических энергий $[T, s_k]$ построены для трех механизмов. При движении механизма по инерции сумма кинетической энергии и работы сил сопротивлений является величиной постоянной. По установленным величинам кинетической энергии T_{10} и работе сил сопротивлений A_{c10} определяют их сумму для каждого печатающего механизма.

На рис. 40 прямые линии изображают суммы кинетических энергий и работы сил сопротивлений рассматриваемых механизмов.

Эти суммы характеризуют суммарную работу, затрачиваемую машинисткой при ударе пальцем по клавише клавишного рычага.

Расстояние от оси абсцисс до прямой линии AB характеризует работу печатающего механизма типа I до CD — печатающего механизма типа III и до EF — печатающего механизма типа II. На рис. 40 внизу показаны диаграммы работ приведенных сил сопротивлений этих механизмов.

Кинетическая энергия в любом положении механизма определяется по уравнению

$$T_i = (T_{10} + A_{c10}) - A_{ci},$$

где T_i — величина кинетической энергии в любом положении механизма;

A_{ci} — работа, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления, для каждого положения механизма берут из диаграммы;

T_{10} — кинетическая энергия в десятом положении механизма;

A_{c10} — работа, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления в десятом положении механизма.

Изменение кинетической энергии показано на диаграммах (рис. 41).

Величины кинетических энергий в процессе движения печатающих механизмов по инерции определяются расстоянием от кривых

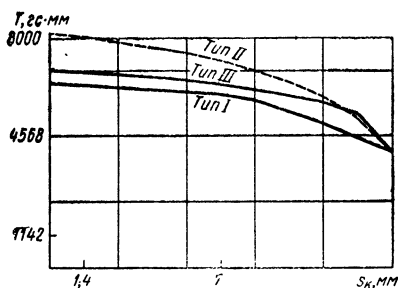


Рис. 41. Диаграммы кинетических энергий

Известно, что

$$T_i = \frac{m_i^{\text{пр}} v_i^2}{2} = T_{10} + A_{c10} - A_{ci} = T_0 - A_{ci},$$

откуда скорость движения звена привода

$$v_i = \sqrt{\frac{2T_0 - A_{ci}}{m_i^{\text{пр}}}}. \quad (62)$$

Диаграммы скоростей движения клавиши клавишного рычага (звена привода) в зависимости от перемещения (рис. 42) построены по расчетным данным. Расчеты производились по формуле (62). Выясним влияние сил сопротивления на скорость перемещения звена привода; с этой целью для печатающего механизма типа III используем диаграмму сил сопротивления печатающего механизма типа II (I вариант), а для механизма типа II используем диаграмму механизма типа III (II вариант). По обоим вариантам подсчитаны и построены диаграммы скоростей, характеризующие влияние сил сопротивления (рис. 42).

С помощью построенных диаграмм: приведенных сил сопротивлений, работы приведенных сил сопротивлений, приведенных масс, кинетических энергий и скоростей движения звеньев привода, проведем анализ печатающих механизмов.

Рассмотрим диаграммы сил сопротивлений, приведенных к клавише клавишного рычага.

Сравним между собой построенные диаграммы. В начальном положении механизмов, величины приведенных сил сопротивлений у всех механизмов примерно равны и зависят в основном от предварительного натяжения пружины отдачи клавишного рычага.

Форма кривых приведенных сил сопротивлений зависит от характера изменения в механизме передаточных отношений, так как предварительное натяжение и характер изменения сил у всех возвратных пружин примерно одинаковы. Только уменьшением величины передаточных отношений в конце движения печатающего механизма типа I можно объяснить медленное увеличение приведен-

работы сил сопротивлений до соответствующих прямых линий *AB*, *CD* и *EF* (рис. 40); это расстояние определяется вычитанием из суммарной энергии работы сил сопротивлений.

Установив изменение кинетических энергий при движении печатающих механизмов по инерции и зная приведенные массы в различных положениях механизма, находят скорости движения звеньев привода.

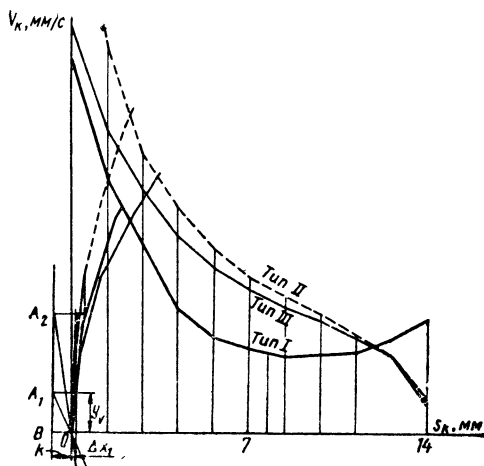


Рис. 42. Диаграммы скорости движения клавиш клавишного рычага

ных сил сопротивлений в конечных положениях этого механизма. У печатающих механизмов типов II и III приведенные силы сопротивления резко возрастают только в конце движения.

У печатающего механизма типа I значение приведенных сил сопротивлений в начальном положении наименьшее (30 гс), и далее они медленно увеличиваются примерно до шестого положения механизма. В этом положении величина приведенных сил резко возрастает до 260 гс и в конечном положении механизма достигает 400 гс.

У печатающего механизма типа III в начальном положении приведенные силы равны 46,6 гс, далее они медленно увеличиваются до пятого положения механизма, достигая 136,6 гс, затем продолжают медленно расти до восьмого положения, резко увеличиваясь в конечном положении до наибольшего значения 1400 гс.

Печатающий механизм типа II имеет наибольшие приведенные силы сопротивления в начальном положении (100 гс) и наиболее резкое увеличение приведенных сил сопротивлений происходит около девятого положения механизма (680 гс), которые все же меньше приведенных сил печатающего механизма типа III в этом месте. В конечном положении механизма они равны 1200 гс, т. е. меньше, чем у печатающего механизма типа III и значительно больше, чем у печатающего механизма типа I.

У печатающего механизма типа I работа приведенных сил почти до седьмого положения механизма имеет наименьшее значение, затем кривая работы поднимается вверх под большим углом наклона и пересекает кривую работ печатающего механизма типа III. В конечном положении механизма типа I работа приведенных сил сопротивлений составляет 2366,6 гс·мм, т. е. имеет наименьшее значение. Кривая работы приведенных сил сопротивлений печатающего

щего механизма типа III имеет больший угол подъема по сравнению с механизмом типа I. Подъем кривой работы до девятого положения механизма происходит примерно с равномерно увеличивающимся углом, затем происходит резкий подъем кривой, которая перед конечным положением механизма пересекает кривую работы печатающего механизма типа I и достигает значения 2833,3 гс·мм.

Кривая работы печатающего механизма типа II на всем пути перемещения клавиши клавишного рычага имеет наибольшие значения по сравнению с печатающими механизмами типа I и III. В конечном положении печатающего механизма работа сил сопротивлений имеет максимальное значение 4166,6 гс·мм.

Между массами, приведенными к клавише клавишного рычага, и передаточными отношениями существует связь

$$m_i^{\text{пр}} = J_{\text{оз}} \frac{i_i^2}{R^2}, \quad (63)$$

где $J_{\text{оз}}$ — момент инерции буквенного рычага относительно оси вращения (моментами инерции других деталей из-за их малости пренебрегают);

i_i^2 — квадрат передаточного отношения в каждом положении механизма;

R — размер клавишного рычага.

Из приведенной формулы следует, что величина приведенной массы зависит от момента инерций буквенного рычага, квадрата, передаточных отношений и квадрата длины клавишного рычага.

В печатающих механизмах типа III и II используется один и тот же буквенный рычаг, момент инерции которого $J_{\text{оз}} = 2,02$ гс·мм·м², т. е. меньше, чем у буквенного рычага механизма типа I, момент инерции которого $J_{\text{оз}} = 2,43$ гс·мм·с².

Длина клавишных рычагов $R = l_{\text{о1}}$, например, 3-го ряда составляет у печатающих механизмов типа I $R = 232,5$ мм, типа III $R = 263$ мм и типа II $R = 220$ мм. Самый длинный буквенный рычаг у механизма типа III.

Из диаграмм (рис. 39) следует, что наименьшие значения приведенных масс до восьмого положения имеет печатающий механизм типа II, затем механизм типа III. Наибольшие значения приведенных масс, примерно до восьмого положения, имеет печатающий механизм типа I. Резкое увеличение значений приведенных масс у печатающих механизмов типа III и типа II происходит за девятым положением механизма. В конечном положении величины приведенных масс имеют значения: у печатающего механизма типа III 0,27508, типа II 0,20674 и типа I 0,018 гс·мм⁻¹·с². Характерно, что у печатающего механизма типа I максимальное значение приведенной массы находится за шестым положением механизма, а затем значения масс уменьшаются.

Характер изменения приведенных масс существенным образом влияет на легкость печатания, так как привести в движение меньшую приведенную массу можно при меньших затратах энергии.

Диаграммы изменений кинетических энергий печатающих механизмов, находящихся в движении под действием сил инерции, показывают, каким запасом кинетической энергии должен располагать механизм в конце движения и как она изменяется в процессе

движения механизма. В соответствии с ГОСТ 6913—54 ударной нагрузкой на клавишу канцелярской пишущей машины грузом 100 гс, свободно падающим с высоты 150 мм, были получены шесть одновременных оттисков (от ленты, толщиной 0,15 мм и копировальной бумаги толщиной 0,03 мм) на писчей бумаге толщиной 0,075 мм при печатании больших букв. На получение такого количества и качества оттисков требуется, чтобы печатающий механизм в конце движения имел запас кинетической энергии $T=3900$ гс·мм. Эта величина установлена с помощью экспериментальной установки. Следует отметить, что качество четырех оттисков тех же знаков (букв) на писчей бумаге толщиной 0,1 мм лучше.

Сумма кинетической энергии и работы приведенных сил сопротивлений при движении механизмов по инерции составляет: у печатающего механизма типа I $T_m=6370$ гс·мм; типа III $T_m=6830$ гс·мм и типа II $T_m=8120$ гс·мм.

Кривые диаграмм кинетических энергий представляют собой перевернутые кривые работы сил сопротивлений. Там, где на кривой величина работы сил сопротивлений имеет максимальное значение, кинетическая энергия имеет минимальное значение, и наоборот. Поэтому характер кривых диаграмм кинетической энергии конкретно по печатающим механизмам не рассматриваем.

Рассмотрим диаграммы скоростей звеньев приведений основных механизмов и их вариантов.

Печатающий механизм типа I в начале движения имеет скорость $v=2197$ мм/с, а в конечном положении $v=670$ мм/с.

Печатающий механизм типа III в начале движения имеет скорость $v=2381$ мм/с, т. е. больше, чем у механизма типа I, далее кривая скорости спускается вниз и в конечном положении механизма $v=171$ мм/с.

Печатающий механизм типа II в начале движения имеет скорость $v=3237$ мм/с, т. е. у этого механизма скорость наибольшая по сравнению с другими механизмами, далее кривая скорости спускается вниз и в конечном положении $v=197$ мм/с.

В рассмотренных вариантах печатающих механизмов типа II и III увеличение работы сил сопротивлений или ее уменьшение оказывает незначительное влияние на изменение скорости. При увеличении работы сил сопротивления у печатающего механизма типа III в конце движения примерно на 45% начальная скорость увеличивается на 8%. Уменьшение работы сил сопротивлений в конце движения у печатающего механизма типа II на 32% привело к уменьшению начальной скорости меньше, чем на 10%.

Величина приведенной массы в начале движения механизма и дальнейший характер ее изменения сильно влияют на величину начальной скорости звена приведения. С уменьшением приведенной массы увеличивается скорость и наоборот.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНА ПРИВЕДЕНИЯ, ДВИЖУЩЕГОСЯ ПО ИНЕРЦИИ, МЕТОДОМ ЗАМОРОЖЕННЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ

Метод замороженных коэффициентов сводится к установлению последовательно постоянных параметров в фиксированные моменты времени. В этом случае систему с переменными параметрами мож-

но принять за систему с постоянными параметрами, что позволяет применить для нее известные методы решения.

Напишем дифференциальное уравнение Лагранжа второго рода при движении звеньев механизма по инерции, т. е. когда приложенная движущая сила $Q=0$

$$P_c = m^{np} \frac{dv}{dt} + \frac{v^2 dm^{np}}{2ds_k}, \quad (64)$$

где P_c — сила сопротивления (отрицательная величина).

Умножим числитель и знаменатель произведения $m^{np} \frac{dv}{dt}$ на ds_k

$$P_c = m^{np} \frac{dv}{dt} \frac{ds_k}{ds_k} + \frac{v^2 dm^{np}}{2ds_k}$$

или

$$P_c = m^{np} v \frac{dv}{ds_k} + v^2 \frac{dm^{np}}{2ds_k}.$$

Решим это дифференциальное уравнение относительно скорости v . Сила сопротивления P_c и приведенная масса механизма m^{np} являются известными функциями звена приведения. Для кривой

$\left[\frac{dm^{np}}{ds_k}, s_k \right]$ производная $\frac{dm^{np}}{ds_k}$ определяется по диаграмме $[m^{np}, s_k]$.

Введем следующие обозначения:

$$v = y; s_k = x; m^{np} = A; \frac{dm^{np}}{2ds_k} = B; P_c = C$$

и перепишем уравнение

$$Ay \frac{dy}{dx} + By^2 = C.$$

Разделим правую и левую части уравнения на Ay :

$$\frac{dy}{dx} + B \frac{y^2}{Ay} = \frac{C}{Ay} \text{ или } \frac{dy}{dx} + \frac{B}{A} y = \frac{C}{A} y^{-1}. \quad (65)$$

В результате получили нелинейное дифференциальное уравнение.

Уравнение (64) перепишем в виде

$$dx = \frac{A y dy}{C - B y^2}.$$

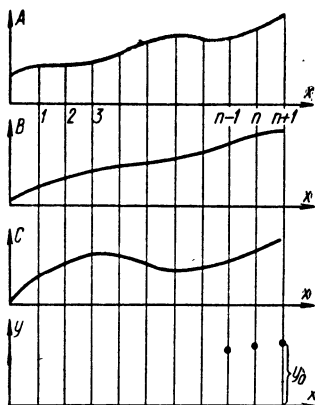
При постоянных значениях величин A, B, C мы получили дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными.

В этом дифференциальном уравнении коэффициенты A, B, C заданы в виде кривых в функции x (рис. 43). Цифры 1, 2, 3, ..., n и т. д., указывают положения механизма.

Рис. 43. Диаграммы коэффициентов и координат x и y

Рассмотрим n -е положение механизма. Из соответствующих диаграмм определяем значения A_n, B_n, C_n , которые обозначим просто буквами A, B, C . Кроме этого для положения $n+1$ известно значение y_0 . Требуется найти значение y_n . По этим данным найдем y_n , решив указанное дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными.

Интегрируем отдельно левую и правую части уравнения:



$$\int_{x_0}^x dx = \int_{y_0}^y \frac{Ay dy}{C - By^2} \quad \text{или} \quad \int_{x_0}^x dx = |x|_{x_0}^x = x - x_0.$$

В правой части уравнения числитель и знаменатель умножим на $(-2B)$ и выведем $\frac{A}{-2B}$ за знак интеграла как постоянную величину. В результате числитель становится равным дифференциалу знаменателя

$$\begin{aligned} \int_{y_0}^y \frac{Ay dy}{C - By^2} &= \int_{y_0}^y \frac{(-2B) Ay dy}{(C - By^2)(-2B)} = \frac{A}{-2B} \int_{y_0}^y \frac{-2By dy}{C - By^2} = \\ &= -\frac{A}{2B} \ln |C - By^2|_{y_0}^y = -\frac{A}{2B} \ln (C - By^2) + \\ &\quad + \frac{A}{2B} \ln (C - By_0^2). \end{aligned}$$

Приравняем правую и левую части уравнения после интегрирования и решим обычное алгебраическое уравнение относительно y

$$x - x_0 = \frac{A}{2B} \ln (C - By_0^2) - \frac{A}{2B} \ln (C - By^2).$$

Потенцируем это уравнение и возводим его правую и левую части в степень $\left(-\frac{2B}{A}\right)$

$$\begin{aligned} e^{x-x_0} &= (C - By_0^2)^{\frac{A}{2B}} (C - By^2)^{-\frac{A}{2B}}, \quad e^{-\frac{2B}{A}(x-x_0)} = \\ &= (C + y_0^2 B)^{-1} (C - By^2)^{+1} \end{aligned}$$

или

$$\frac{1}{e^{\frac{2B}{A}(x-x_0)}} = \frac{C - By^2}{C - By_0^2},$$

откуда

$$\frac{C - By_0^2}{e^{\frac{2B}{A}(x-x_0)}} - C = -By^2 \text{ или } By^2 = C - \frac{C - By_0^2}{e^{\frac{2B}{A}(x-x_0)}};$$

$$y = \sqrt{\frac{C}{B} - \frac{C - By_0^2}{Be^{\frac{2B}{A}(x-x_0)}}}.$$

Подставим в эту формулу значения $A = m^{\text{np}}$; $B = \frac{dm^{\text{np}}}{2ds_{\text{к}}}$;

$C = P_{\text{с}}$; $v = y$; $s_{\text{к}} = x$, тогда

$$v_{n-1} = \sqrt{\frac{P_{\text{с}}}{\frac{dm^{\text{np}}}{2ds_{\text{к}}}} - \frac{P_{\text{с}} - \frac{dm^{\text{np}}}{2ds_{\text{к}}} v_n}{\frac{dm^{\text{np}}}{2ds_{\text{к}}} e^{\frac{2dm^{\text{np}}}{2ds_{\text{к}}m^{\text{np}}}(s_{\text{к}} - s_0)}}}. \quad (66)$$

С помощью формулы (66) можно построить приближенно искомый закон движения механизма при заданном значении скорости в одном из положений механизма.

С этой целью перемещение звена приведения разбиваем на ряд равных участков и по данным значениям

ряд равных участков и по данным значениям $P_{\text{с1}}$, m_1^{np} , $\left(\frac{dm^{\text{np}}}{ds_{\text{к}}}\right)_1$,

в конце участка и v_0 в начале участка, определяем скорость v_1 в конце участка. Для следующего участка найденная скорость будет заданной скоростью в начале участка; подставив данные для этого

участка $P_{\text{с2}}$, m_2^{np} , $\left(\frac{dm^{\text{np}}}{ds_{\text{к}}}\right)_2$, вновь определяем скорость в конце

участка v_2 и так далее. Последовательное определение скоростей для каждого участка дает возможность установить искомый закон движения механизма.

В нашем случае определение закона движения целесообразно начинать с последнего положения механизма, для которого известна скорость v_{10} .

4. ПРОЦЕСС УДАРА ПО КЛАВИШЕ

При ударе пальцем по клавише клавишного рычага между клавишей и пальцем происходит силовое замыкание, так как пружины, действующие на клавишные и буквенные рычаги, прижимают палец к клавише. Затем палец отрывается, и механизм по инерции продолжает двигаться дальше. Силовое замыкание пальца с клавишей в процессе удара позволяет сообщить механизму скорость движения пальца. Величина этой скорости зависит от скорости печатания и от потребного количества качественных копий.

При отрыве пальца от клавиши скорость звена приведения начинает уменьшаться, а движение механизма продолжается, но по другому закону. Следовательно, процесс печатания осуществляется по двум законам: принудительному, характеризующему процесс удара пальца по клавише, и закону инерции (движение механизма по инерции).

Положение механизма, в котором происходит отрыв пальца от клавиши, не является постоянным, оно лишь характеризует манеру, стиль и характер нанесения удара тем или другим оператором. Поэтому объективное изучение процесса удара по клавише можно сделать только, взяв за основу требования о проверке пробивной способности по ГОСТ 6913—54 «Машины пишущие». Проверка по ГОСТу является объективной для всех рассматриваемых печатающих механизмов. В этом случае процесс удара зависит только от конструктивных особенностей механизма.

Установление объективного закона движения скорости и ускорения печатающего механизма в процессе удара требуется для оценки качества печатающих механизмов и расчета усилий в кинематических парах.

В процессе удара по клавише ударной нагрузкой или пальцем происходит переходный процесс, в течение которого механизм из состояния покоя, когда скорость равна нулю, достигает максимального значения скорости движения.

Принимая, что переходный процесс является следствием ступенчатого воздействия движущей силы, на участке движения клавиши клавишного рычага от нуля до 3—5 мм можно без большей ошибки считать величину приведенной массы $m^{пр}$ постоянной (рис. 39).

С учетом принятых допущений, составим дифференциальное уравнение для упрощенной системы в проекции на ось x (вертикальную ось) (рис. 44). В процессе движения системы под действием движущей силы Q происходит сжатие пружины, поэтому упругая (восстанавливающая) сила направлена вверх и равна по величине

$$F_x = Cx, \quad (67)$$

где C — жесткость системы;

x — перемещение системы (звена приведения).

В результате сжатия пружины произойдет перемещение массы, приведенной к клавише k клавишного рычага, вниз. Сила инерции направлена вверх вследствие разгона системы.

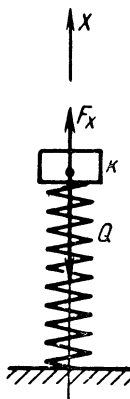


Рис. 44. Груз на пружине

Поэтому

$$Q = m^{\text{пр}} \ddot{x} + Cx \text{ или } m^{\text{пр}} \frac{d^2 x}{dt^2} + Cx = Q. \quad (68)$$

Движущая сила прикладывается к клавише клавишного рычага в виде ступенчатого воздействия, т. е.

$$Q(t) = \begin{cases} Q & \text{при } t \geq 0 \\ Q = 0 & \text{при } t < 0. \end{cases}$$

С целью упрощения решения дифференциального уравнения запишем это уравнение в операторной форме. При этом принимаем

$$\frac{d}{dt} = p, \quad \frac{d^2}{dt^2} = p^2, \quad x(t) \rightarrow x(p).$$

Движущая сила $Q(t)$ является единичной функцией, поэтому ее изображение по Карсону находим по таблице операционных изображений и исходных функций $Q(t) \rightarrow Q$.

Перепишем дифференциальное уравнение с принятыми обозначениями

$$m^{\text{пр}} p^2 x(p) + Cx(p) = Q$$

или

$$x(p) = \frac{Q}{m^{\text{пр}} p^2 + C}.$$

Изображение функции имеет вид $\frac{\omega}{p^2 + \omega^2}$.

Для того чтобы наше уравнение представить в таком виде, обозначим

$$\frac{C}{m^{\text{пр}}} = k^2 \text{ или } k = \sqrt{\frac{C}{m^{\text{пр}}}}.$$

С этими обозначениями перепишем уравнение вновь и произведем соответствующие преобразования

$$\begin{aligned} x(p) &= \frac{Q}{p^2 m^{\text{пр}} + C} = \frac{Q}{\left(p^2 + \frac{C}{m^{\text{пр}}}\right) m^{\text{пр}}} = \\ &= \frac{QC}{\left(p^2 + \frac{C}{m^{\text{пр}}}\right) C m^{\text{пр}}} = \frac{Q \frac{C}{m^{\text{пр}}}}{\left(p^2 + \frac{C}{m^{\text{пр}}}\right) C} \end{aligned}$$

или

$$x(p) = \frac{Q k^2}{C(p^2 + k^2)}. \quad (69)$$

Оригиналом от полученного выражения является функция вида $(1 - \cos \omega t)$.

Перемещение звена приведения по времени

$$x(t) = \frac{Q}{C} (1 - \cos kt). \quad (70)$$

Скорость движения звена приведения по времени

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= \frac{Q}{C} k \sin kt = \frac{Q}{C} \sqrt{\frac{C}{m^{\text{np}}}} \sin \sqrt{\frac{C}{m^{\text{np}}}} t = \\ &= Q \sqrt{\frac{C}{C^2 m^{\text{np}}}} \sin \sqrt{\frac{C}{m^{\text{np}}}} t \end{aligned}$$

или

$$\dot{x}(t) = \frac{Q}{\sqrt{C m^{\text{np}}}} \sin \sqrt{\frac{C}{m^{\text{np}}}} t. \quad (71)$$

Ускорение звена приведения по времени

$$\begin{aligned} \ddot{x}(t) &= \frac{Q \sqrt{\frac{C}{m^{\text{np}}}}}{\sqrt{C m^{\text{np}}}} \cos \sqrt{\frac{C}{m^{\text{np}}}} t = \\ &= \frac{Q}{\sqrt{m^{\text{np}}}} \cos \sqrt{\frac{C}{m^{\text{np}}}} t \end{aligned}$$

или

$$\ddot{x}(t) = \frac{Q}{m^{\text{np}}} \cos \sqrt{\frac{C}{m^{\text{np}}}} t. \quad (72)$$

На основании выведенных формул, характеризующих процесс удара (переходный процесс,) определим конкретные величины, входящие в эти формулы при изменении времени t . По полученным данным построим диаграммы перемещений и скоростей клавишей клавишных рычагов (звеньев приведений) для рассматриваемых печатающих механизмов в зависимости от времени. На основании указанных диаграмм построим диаграммы скоростей приведенных звеньев в функции их перемещения. Диаграммы, построенные по этим данным, показаны на рис. 45. Диаграммы $[v_k, s_k]$ построены по диаграммам $[v_k, t_k]$ и $[s_k, t]$ и вспомогательной диаграмме — прямой, проведенной под углом 45° , т. е. масштабы v_k и t не изменяются.

Принимаем, что переходный процесс заканчивается в момент, когда скорость движения звена приведения в переходном процессе по величине будет равна скорости движения этого звена по инерции.

Фактически скорость движения звена приведения во время переходного процесса перейдет в скорость движения механизма по инерции, графически выраженную плавной кривой с учетом фактического изменения приведенных масс и сил сопротивлений. Однако сделанное допущение не влияет на правильность выводов при оценке

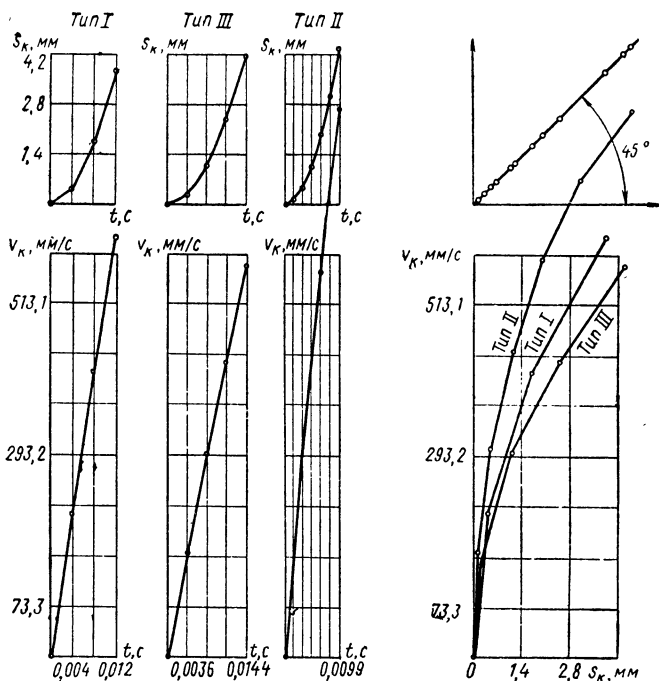


Рис. 45. Диаграммы перемещений и скоростей клавиш клавишного рычага в переходном процессе

качества печатающих механизмов, так как для всех механизмов сделаны одни и те же допущения.

Теперь построим законы движения печатающих механизмов в процессе удара пальцем по клавише и далее при движении механизмов по инерции. С этой целью наложим диаграммы скорости механизма в процессе удара на диаграммы скоростей механизмов, движущихся по инерции, предварительно уравнив их масштабы (см. рис. 42).

Рассмотрим наиболее характерные данные, полученные при указанных расчетах и построениях.

Печатающий механизм типа II имеет наибольшее значение максимальной скорости движения клавиши клавишного рычага (звена привода) 1860 мм/с при перемещении клавиши на 2,33 мм.

Максимальное значение тангенциального ускорения в начальный момент движения механизма 690900 мм/с².

У печатающих механизмов типа I и III максимальные значения скорости 1330 и 1400 мм/с при перемещении клавиш клавишного рычага на 2 и 2,96 мм.

5. ПРОЦЕСС УДАРА БУКВЕННОГО РЫЧАГА

После удара буквы (знака) по бумаге, лежащей на бумаго-опорном резиновом валу, происходит обратное движение (отскок) печатающего механизма. В начальное положение механизм возвращается за счет сил реакций пружин отдачи клавишного рычага и мостика, сил тяжести звеньев механизма, а также за счет сил, возникающих при ударе.

Установим скорости отскоков звеньев приведений (клавишных рычагов) у рассматриваемых механизмов под действием сил реакции пружин отдачи.

Клавишный рычаг при перемещении вниз после удара пальцем по клавише преодолевает усилия пружин отдачи, усилия, затрачиваемые на перемещение звеньев печатающего и других связанных с ним механизмов, на преодоление сил трения и др. Все эти силы учитывают при построении диаграмм приведенных сил сопротивления по каждому механизму. Пружины отдачи способствуют после удара знака (буквы) о бумагу, лежащую на резиновом валу, приведению механизма в начальное положение.

Определение скоростей отскоков звеньев приведений следует начинать с построения диаграмм приведенных сил реакций пружин отдачи.

С этой целью на имеющихся диаграммах приведенных сил сопротивлений по каждому печатающему механизму выделим приведенные силы реакций пружин отдачи.

Известно, что изменение сил при сжатии и растяжении винтовых цилиндрических пружин происходит по прямой наклонной линии. В начале движения клавиши клавишного рычага вниз преодолевается сила реакции пружины отдачи, упирающейся в клавишный рычаг. Величина приведенной силы сопротивления в начальном положении механизма характеризует силу предварительного натяжения этой пружины. Поэтому наклонные прямые диаграмм приведенных сил сопротивлений изображают изменение приведенных сил реакций пружин отдачи клавишных рычагов. Дальнейшее построение диаграмм производим при ступенчатом увеличении приведенной силы (см. рис. 34) сопротивления в положении механизма, когда подключается сила реакции пружины отдачи мостика. В этом и других последующих положениях механизма ординаты диаграммы приведенных сил реакций пружин отдачи берем на 25% меньше соответствующих ординат диаграммы приведенных сил сопротивлений. Указанное уменьшение ординат учитывает приведенные силы сопротивления, которые затрачиваются на переключение других механизмов и на преодоление сил трения. Ступенчатое увеличение приведенных сил реакций пружин отдачи зависит от величины предварительного натяжения пружины отдачи мостика и величины передаточного отношения механизма в этом положении.

Построение диаграмм приведенных сил реакций пружин отдачи можно произвести по расчетным данным. К исходным данным относятся величины сил реакций предварительного натяжения пружин отдачи клавишных рычагов и мостика, характер изменения этих сил, расстояния от осей вращений до места приложения сил реакций пружин отдачи к звеньям механизма и размеры клавишных рычагов. Приведенные силы реакций пружин отдачи клавишных рычагов $R_{\kappa}^{\text{пр}}$ определяем по формуле (59).

Приведенные силы реакций пружины отдачи мостика $P_M^{\text{пр}}$ определяются из равенства

$$P_M^{\text{пр}} = \frac{P_M v_M \cos(\widehat{P_M, v_M})}{v_K} = \frac{P_M r_M \omega_6 \cos(\widehat{P_M, v_M})}{R \omega_K} = \\ = \frac{r_M}{R} P_M i_M \cos(\widehat{P_M, v_M}), \quad (73)$$

где ω_6 и ω_K — угловые скорости буквенного и клавишного рычагов;

i_M — передаточное отношение механизма;

r_M — расстояние от оси вращения до места приложения силы;

P_M — сила реакции пружины отдачи мостика;

v_M — скорость буквенного рычага в месте приложения силы;

R — размер клавишного рычага.

P_K , P_M и i_M , т. е. силы реакций пружины отдачи и передаточные отношения механизмов, являются переменными величинами.

Приведенные силы реакций пружин отдачи, установленные по диаграмме приведенных сил сопротивлений и расчетным путем, имеют примерно равные значения.

По определенным приведенным силам реакций пружин отдачи строим диаграммы изменения этих сил при перемещении клавиши клавишных рычагов. Началом координат этих диаграмм будем считать десятое положение механизма, а концом диаграммы — нулевое исходное положение, так как отскок рычагов начинается с десятого положения механизма. Диаграммы $[P_n, s_K]$ изображены на рис. 46.

Графически, интегрируя диаграммы сил реакций пружин, строим диаграммы работ сил реакций пружин отдачи $[A_n, s_K]$ (на рис. 46

не показана перестроенная диаграмма $[P_n^{\text{пр}}, s_K]$ с началом координат в десятом положении механизма).

Построенные диаграммы являются также диаграммами кинетических энергий печатающих механизмов, потому что эта работа целиком затрачивается на изменение скорости звена приведения (клавишного рычага) при обратном движении.

Зная приведенные массы в каждом положении механизма, подсчитаем скорость движения клавиши клавишного рычага при отскоке под действием сил реакций возвратных пружин по формуле

$$v_K = \sqrt{\frac{2T}{m^{\text{пр}}}},$$

где T — кинетическая энергия механизма при отскоке;

$m^{\text{пр}}$ — приведенная масса механизма.

По расчетным данным строим диаграммы $[v_n, s_K]$ скоростей отскока клавишных рычагов (звеньев приведения) печатающих механизмов типа I, II и III под действием сил реакции пружин отдачи (рис. 46). Максимальная скорость отскока клавиши клавишного рычага (звена приведения) под действием сил реакций пружин отдачи составляет для печатающего механизма типа I—920, типа III—1220 и типа II—1790 мм/с.

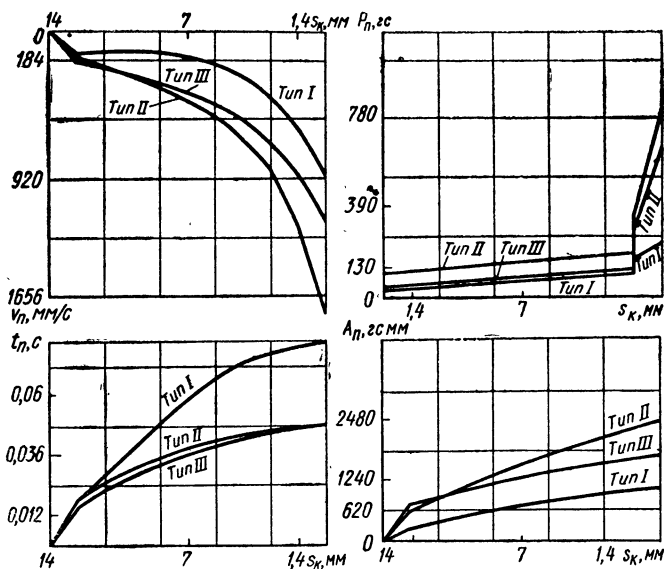


Рис. 46. Диаграммы приведенных сил пружин отдачи [P_n , s_k], работы [A_n , s_k], скорости [v_n , s_k] и времени движения механизма в обратном направлении

Процесс удара знака (буквы), укрепленного на буквенном рычаге, по бумагоопорному валу происходит в две фазы: при первой фазе, продолжительность которой равна τ_1 , буквенный рычаг и другие детали деформируются до тех пор, пока скорость рычага не станет равной нулю; в течение второй фазы, продолжительность которой равна τ_2 , форма буквенного рычага и других деталей восстанавливается, и его скорость возрастает от нуля до u , т. е. происходит не вполне упругий удар.

Рассматриваемые печатающие механизмы имеют стальную дугу, поэтому в процессе нанесения отпечатка совершаются два не вполне упругих удара. При ударе буквенного рычага вначале о стальную дугу один удар дополняется другим ударом буквы (знака) о бумагу, лежащую на бумагоопорном резиновом валу. Характеризуются эти удары, которые впредь будем считать одним ударом, только величиной коэффициента восстановления K . Величину K и время, в течение которого происходит удар, можно определить по опытным и расчетным данным.

В рассматриваемом случае отскок буквы (знака) от бумаги, лежащей на бумагоопорном резиновом валу, и буквенного рычага от стальной дуги происходит в основном под действием сил реакций пружин отдачи и в результате не вполне упругого удара. Поэтому скорость отскока механизма представляет собой сумму скоростей отскока механизма под действием сил реакций пружин

отдачи и в результате удара. По имеющимся данным предварительно определим коэффициент восстановления K :

$$K = \frac{v_2}{v_1}, \quad (74)$$

где v_1 — скорость клавиши клавишного рычага перед ударом знака (буквы) по бумаге, лежащей на бумагоопорном резиновом валу;

v_2 — скорость отскока клавиши клавишного рычага.

Скорость клавиши клавишного рычага перед ударом знака (буквы) по бумагоопорному резиновому валу для печатающего механизма типа I определяем по имеющимся осциллографическим записям скорости. По этим же записям определяем суммарную скорость отскока клавиши клавишного рычага. Конечную максимальную скорость отскока звена приведенная под действием сил реакций пружин мы определили для всех рассматриваемых печатающих механизмов (рис. 46).

Учитывая, что условия удара буквенного рычага о стальную дугу и знака (буквы) о копии писчей бумаги, лежащей на бумагоопорном резиновом валу, одни и те же для рассматриваемых механизмов, коэффициент восстановления K можно принять постоянным для всех механизмов.

Коэффициент восстановления

$$K = \frac{v_2}{v_1} = \frac{190}{700} = 0,27.$$

Определив коэффициент восстановления и зная скорость клавиши клавишного рычага перед ударом знака по бумагоопорному валу, находим скорости отскока в результате удара для печатающих механизмов типа III: $v_2 = Kv_1 = 0,27 \cdot 170 = 46$ и типа II: $v_2 = Kv_1 = 0,27 \cdot 197 = 53$ мм/с. Такие скорости клавиши клавишных рычагов имеют в начальных положениях механизмов.

Скорости отскока клавиши клавишного рычага в результате удара в различных других положениях механизма найдем расчетным путем. Величину кинетической энергии в начальном положении механизма, когда скорость отскока наибольшая, определяем по формуле

$$T_{\max} = \frac{m^{\text{пр}} v_2^2}{2},$$

где v_2 — скорость отскока в результате удара.

В конечном, т. е. в десятом положении механизма кинетическая энергия механизма равна нулю, так как скорость отскока звена приведения в этом положении равна нулю. Если принять, что изменение кинетической энергии происходит по прямой линии, то диаграмма изменения кинетической энергии при истинной скорости отскока представит собой наклонную прямую, построенную по значениям T_{\max} и $T=0$. Установив по этой диаграмме величины кинетической энергии для каждого положения механизма, определяем теоретически значения скоростей отскока v_{0n} звена приведения по формуле

$$v_{2n} = \sqrt{\frac{2T_n}{m_n^{\text{пр}}}}.$$

Значение максимальной суммарной скорости отскока (скорости отскока от действия сил реакций пружин отдачи и скорости отскока звеньев приведения в результате удара) по теоретической кривой больше примерно на 6—10% скорости отскока по осциллографической записи.

Анализируя построенные диаграммы скоростей отскоков звеньев приведений, можно сделать вывод, что наибольшую скорость отскока механизм приобретает от действия сил возвратных пружин, и значительно меньшие скорости отскока механизм получает в результате удара.

Наибольшую суммарную (общую) скорость отскока имеет печатающий механизм типа I.

6. ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ПРОЦЕССА ПЕЧАТАНИЯ

Продолжительность печатания определяется выражением

$$t_s = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5, \quad (75)$$

где t_1 — продолжительность удара по клавише и силового замыкания пальца с клавишей;

t_2 — время движения механизма по инерции;

t_3 — продолжительность удара буквенного рычага по стальной планке и знака (буквы) по бумаге, лежащей на бумагоопорном резиновом валу;

t_4 — время движения механизма при отскоке, т. е. при возвращении механизма в исходное положение после удара буквенного рычага;

t_5 — продолжительность удара буквенного рычага о подушку при его возвращении в исходное положение.

Продолжительность процесса печатания можно разделить на два основных промежутка времени: на время движения механизма t_d и время удара $t_{уд}$, когда происходит процесс упругой деформации буквенного рычага и упоров, о которые он ударяется.

Время движения

$$t_d = t_1 + t_2 + t_4. \quad (76)$$

Время упругой деформации

$$t_{уд} = t_3 + t_5. \quad (77)$$

Время движения рассматриваемых механизмов установим по имеющимся диаграммам скоростей на указанных участках перемещения клавиши клавишного рычага (звена приведения). С этой целью используем приближенный графический метод (интегрирование) для построения диаграммы $[t, s_k]$. Базы имеющихся диаграмм скоростей разбиваем на некоторое число участков, в рассматриваемом случае таким участкам соответствуют десять различных положений механизмов. Для каждого положения механизма кривую скорости усредняем, т. е. заменяем ступенчатой как при графическом интегрировании. Следовательно, на каждом участке между положениями механизма, скорость клавишного рычага

$$v_k = (v_k)_{ср} = \text{const.}$$

На

$$v_k = \frac{ds_k}{dt}, \quad \text{ил.} \quad dt = \frac{1}{v_k} ds.$$

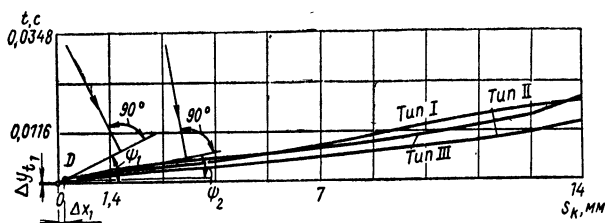


Рис. 47. Диаграммы времени движения механизма вперед

Интегрируя левую часть уравнения в пределах от t_0 до t , а правую от $(s_k)_0$ до s_k , получим

$$t - t_0 = \int_{(s_k)_0}^{s_k} \frac{1}{v_k} ds_k.$$

Имея для каждого участка значение $(v_k)_{cp}$, интегрируем это уравнение в пределах каждого участка

$$t - t_0 = \frac{s_k - (s_k)_0}{(v_k)_{cp}}$$

или

$$\Delta t = \frac{\Delta s_k}{(v_k)_{cp}}, \quad (78)$$

где $\Delta t = t - t_0$ — время движения на рассматриваемом участке.

По уравнению (78) графически построим кривую $[t, s_k]$. Для этого (см. рис. 46) продолжим оси абсцисс диаграмм скоростей с левой стороны и отложим постоянный отрезок k мм. Через его конец — точку B проведем вертикальную линию. Усредненные отрезки скоростей на каждом участке спроектируем на эту вертикальную линию, получим точки A_1, A_2 и т. д. Через эти точки и точку O , лежащую на другом конце отрезка k , проведем прямые линии.

Теперь проведем перпендикулярные прямые к этим линиям соответственно на диаграмме времени (рис. 47) через начало каждого рассматриваемого участка, например, для первого участка через точку O , для второго — через точку D и т. д. Построенные таким образом кривые представляют диаграммы $[(t_1 + t_2), s_k]$ (рис. 47), характеризующие изменение времени при движении механизмов вперед.

Приращение времени Δt на любом участке определим по формуле (78), если заменим величины, входящие в формулу, величинами отрезков приращений скорости и пути

$$\frac{\Delta y_t}{\mu_t} = \frac{\frac{\Delta x}{\mu_s}}{\frac{y_v}{\mu_v}}$$

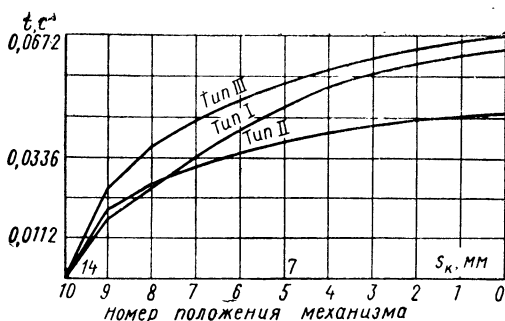


Рис. 48. Диаграммы суммарного времени отскока

или

$$\Delta y_t = \frac{\mu_t \mu_v}{\mu_s} \frac{\Delta x}{y_v},$$

где μ_t — масштаб времени;

μ_v — масштаб скорости;

μ_s — масштаб пути.

Обозначив постоянную величину

$$\frac{\mu_t \mu_v}{\mu_s} = k \text{ [мм]},$$

перепишем полученное выражение

$$\frac{\Delta y_t}{\Delta x} = \frac{k}{y_u}. \quad (79)$$

Уравнение (79) на основании подобия треугольников удовлетворяется выполненным построением.

В соответствии с изложенной методикой построены следующие диаграммы времени по диаграммам скорости: на рис. 46 — диаграмма времени движения механизмов назад за счет возвратных пружин $[t_n, s_k]$ и на рис. 48 — суммарные диаграммы движения механизмов в обратном направлении, т. е. отскоке $[t_4, s_k]$.

Масштаб времени построенных диаграмм

$$\mu_t = \frac{\mu_s}{\mu_v} k \text{ [мм/с]}. \quad (80)$$

Зная масштаб времени и замерив на диаграммах конечные ординаты, определяем время движения механизмов. При движении механизмов вперед продолжительность движения $t_1 + t_2$ равна для печатающих механизмов типа I — 0,0175 с, типа III — 0,0178 с и типа II — 0,0129 с. При движении механизмов обратно (отскок) продолжительность движения t_4 равна для печатающих механизмов типа I 0,0622, типа III — 0,0662 и типа II — 0,0450 с.

Продолжительность удара буквенного рычага t_3 о стальную дугу и знака t_5 (буквы) о копии бумаги, лежащей на бумагоопорном резиновом валу, и продолжительность удара буквенного рычага о фетровую подушку при обратном его движении (отскоке) определять не следует, так как в течение этого времени не происходит перемещение буквенного рычага, а имеет место только его упругая деформация.

Из осциллографической записи скорости движения клавиши клавишного рычага печатающего механизма типа I (рис. 41)

$$t_3 \approx \frac{t_1 + t_5}{1,65} \text{ и } t_5 \approx t_4.$$

7. ПРОВЕРКА РЕЗУЛЬТАТОВ ПРОВЕДЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Проверку результатов исследований проведем путем сличения осциллографической записи скорости движения клавиши клавишного рычага с аналогичной диаграммой скорости, построенной по расчетным данным в соответствии с предлагаемой методикой исследования и расчета печатающих механизмов (рис. 33).

По осциллографической записи при движении механизма вперед после удара пальцем по клавише максимальная скорость движения клавиши клавишного рычага равна 1050 мм/с.

В проведенных исследованиях, когда рассматривалось движение механизма вперед в результате удара по клавише скорость падающего груза перед ударом в соответствии с требованиями ГОСТ 6913—69 имеет величину 1300 мм/с.

Время движения клавиши клавишного рычага до момента удара буквенного рычага о стальную дугу на сегменте по осциллографической записи равно $t_1 + t_2 = 0,019$ с. В наших исследованиях $t_1 + t_2 = 0,0175$ с.

При обратном движении (отскок) механизма, после удара буквы (знака) буквенного рычага по бумаге, лежащей на бумагоопорном резиновом валу, максимальная скорость движения клавиши клавишного рычага по осциллографической записи и в проведенных исследованиях равна 1100 мм/с.

Время движения механизма в обратном направлении по осциллографической записи имеет величину $t_4 = 0,07$ с, а в проведенных исследованиях $t_4 = 0,0622$ с.

Сравним приведенные данные и характер изменения скорости движения клавиши клавишного рычага по осциллографической записи с диаграммой скорости, построенной по расчетным данным (рис. 33). При движении механизма вперед из сравнения скоростей следует, что максимальная расчетная скорость движения клавиши клавишного рычага больше скорости фактической, установленной с помощью осциллографа, примерно на 20%.

Несовпадение величины и положения максимальной скорости на диаграмме объясняется тем, что осциллографическая запись скорости производилась при ударе по клавише, а расчетная определялась из условия удара по клавише падающим грузом. Падающий груз сообщает клавише более резкий толчок, поэтому максимальная скорость находится рядом с осью ординат на расстоянии 2 мм и больше фактической, а звено приведения (клавишный рычаг), двигаясь по инерции, проходит большой путь. При ударе пальцем по клави-

ше максимальная скорость находится на расстоянии 3 мм от оси ординат и имеет величину меньше расчетной, а звено приведения, двигаясь по инерции, проходит меньший путь. Справедливость этих данных очевидна, так как чем дальше от оси ординат находится положение максимальной скорости, тем меньше требуется запас кинетической энергии механизма и, наоборот, с приближением положения максимальной скорости к оси ординат запас кинетической энергии должен увеличиваться. При приближении положения максимальной скорости к оси ординат закон движения звена приведения по инерции приближается к закону движения, построенному по расчетным данным.

Фактическое и расчетное время движения звена приведения вперед имеют незначительную разницу.

При движении механизма назад (в обратном направлении) имеющуюся разность в продолжительности движения механизма 0,0078 с можно объяснить тем, что фактически в начале отскока буквенного рычага клавишный рычаг не двигается из-за наличия в системе зазоров в кинематических парах.

Законы движения диаграммы скоростей, построенной по расчетным данным, и фактически записанные с помощью осциллографа при движении механизма вперед и назад с учетом указанных особенностей, по своему характеру в основном совпадают или имеют небольшие отклонения на отдельных участках.

Приведенные сравнения и характер рассмотренных диаграмм подтверждают правильность проведенных теоретических исследований и расчетов.

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА КОНСТРУКЦИЙ ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

1. КАЧЕСТВО КОНСТРУКЦИИ

Качество конструкций печатающих механизмов определяется легкостью работы, пробивной способностью (количеством качественных оттисков знаков на писчей бумаге при нормальной работе машинистки) и возможной скоростью печатания.

Оценку качества конструкций печатающих механизмов проводят по легкости и скорости печатания на основании следующих диаграмм: 1) изменений передаточных отношений; 2) приведенных масс; 3) приведенных сил сопротивлений; 4) работы приведенных сил сопротивлений и кинетических энергий при движении механизмов по инерции; 5) изменений скоростей движений приведенных звеньев рассматриваемых механизмов при ударе и движении их по инерции; 6) изменений сил реакций возвратных пружин; 7) работы сил реакций возвратных пружин; 8) изменений скоростей движений звеньев приведенных рассматриваемых механизмов при обратном их движении — отскоке; 9) изменений времени при ударе и движении механизмов по инерции; 10) изменений суммарного времени при обратном движении механизмов — отскоке.

Оценку качества конструкций механизмов обычно начинают с рассмотрения отдельных факторов, характеризующих механизмы, а затем установленные факты рассматривают совместно при общей оценке механизмов.

2. ЛЕГКОСТЬ РАБОТЫ НА ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМАХ

Известно, что утомляемость машинистки зависит от конструкции печатающих механизмов и умения правильно работать на машине. Установлено, что если давить на клавишу как на кнопку электрического звонка, то для получения еле заметного отпечатка требуется усилие в 300—400 гс. При резком толчке клавиши достаточно приложив силу в 100—150 гс, чтобы получить отчетливый отпечаток. Работы с нажимом на клавиши уменьшает скорость печатания и быстро утомляет оператора.

Наблюдая за работой операторов, заметили, что многие из них делают неправильный удар. Нажим встречается редко, а толчок с задержкой пальца на клавише встречается сравнительно часто. При ударе с задержкой ударяющий палец проходит вместе с клавишей большой путь, при этом скорость печатания уменьшается.

Во всех случаях работа оператора облегчается, если удар по клавише производится быстро и палец не задерживается долго на

клавише. При обычных скоростях работы (300—400 ударов в минуту) оператор производит один удар в течение 0,2—0,15 с.

Теоретически скорость письма принимают 960—1500 (в среднем 1200) ударов в минуту, т. е. удар в среднем должен производиться в течение одной двадцатой доли секунды. Теоретическая скорость печатания выше фактической в три-четыре раза. Для того чтобы не было сцепления буквенных рычагов, печатание необходимо производить ритмично. На практике гораздо чаще встречается сцепление рычагов у медленно работающих операторов, потому что они не выработали необходимую равномерность в частоте ударов, которую имеют квалифицированные операторы. При печатании копий на писчей бумаге, суммарная толщина которой вместе с копировальной бумагой превышает 0,4 мм, требуется, чтобы удар пальца о клавишу рычага производился с большей скоростью, т. е. чтобы он был более резким. Поэтому с увеличением числа копий утомляемость оператора увеличивается.

Легкость работы на печатающих механизмах различных конструкций установим для объективной оценки при одной пробивной способности рассматриваемых механизмов.

Рассмотрим одновременно два режима работы на печатающих механизмах: при толчке клавиши и при толчке с задержкой пальца на клавише.

При ударе по клавише клавишного рычага и дальнейшем силовом замыкании между пальцем и клавишей происходит движение механизма. Сила удара и сила воздействия на клавиши при силовом замыкании должны быть больше приведенных сил сопротивления на всем пути движения пальца с клавишей и должны обеспечивать ускоренное движение механизма вперед. Величина силы, затрачиваемой на ускоренное движение механизма, зависит от начальной величины скорости движения механизма приведенных масс, приведенных сил сопротивления и характера их изменений на всем пути совместного движения пальца с клавишей.

При ударе по клавише свободно падающим грузом переходный процесс можно сравнить с ударом пальцем по клавише в виде толчка. У всех рассматриваемых механизмов переходный процесс заканчивается при разных максимальных скоростях и различных перемещениях клавиши клавишных рычагов. Данные, характеризующие окончание переходного процесса, приведены в табл. 5.

Приведенные данные подтверждают соображения о том, что механизмы, у которых меньше приведенные массы и небольшие приведенные силы сопротивления, приобретают большую скорость.

Рассмотрим работу печатающих механизмов при ударе пальцем по клавише в виде толчка с задержкой пальца на клавише. Принимаем, что отрыв пальца от клавиши происходит на середине пути движения клавиши. В этом положении печатающие механизмы характеризуются следующими данными (табл. 6).

Из табл. 5 и 6 следует, что у печатающего механизма типа I произошло значительное уменьшение скорости по сравнению с максимальной $v_{k \max}$ и значительно увеличилась приведенная масса. В других механизмах равномерно уменьшается скорость и увеличиваются приведенные массы и приведенные силы сопротивления. Наибольшее значение скорости имеет печатающий механизм типа II, у которого наблюдаются наименьшие значения приведенных масс звеньев. В конце движения скорость движения клавиши клавишного

Таблица 5

| Печатающие механизмы | P_c в гс | $m_{пр}$ в мм—1.с ² | $v_{кпах}$ в мм/с | Перемещение клавиши в мм |
|----------------------|------------|-----------------------------------|-------------------|--------------------------|
| Тип I . . | 50 | 0,087 | 1,335 | 2 |
| Тип II . . | 122 | 0,05 | 1,865 | 2,33 |
| Тип III . . | 866 | 0,087 | 1,406 | 2,96 |

рычага у печатающих механизмов типа III составляет 171, типа II—197 и типа I — 670 мм/с.

Из приведенных данных следует, что легче работать на печатающем механизме, у которого на всем пути совместного движения пальца с клавишей значения приведенных масс и приведенных сил сопротивлений наименьшие. Движение таких механизмов происходит с большой скоростью на этом участке пути. Механизм приобретает больше кинетической энергии, уменьшается разность между потенциальной энергией падающего груза перед ударом его о клавишу в соответствии с ГОСТ 6913—54 и кинетической энергией, приобретенной механизмом. У современных печатающих механизмов на всем пути движения пальца с клавишей при ударе в виде толчка или толчка с задержкой происходит незначительное изменение приведенных сил сопротивлений и приведенных масс. Этим современные механизмы отличаются от печатающих механизмов типа I.

Скорости движения печатающих механизмов по инерции зависят от величины кинетической энергии, приобретенной механизмом после отрыва пальца от клавиши, величины и характера изменения работы приведенных масс и приведенных сил сопротивлений. В процессе движения механизма по инерции кинетическая энергия уменьшается, а работа по преодолению сил сопротивлений увеличивается, при этом суммарная величина кинетической энергии и работы сил сопротивлений сохраняется постоянной.

Законы движения механизмов, движущихся по инерции, показывают, что с увеличением работы, затрачиваемой на преодоление сил сопротивлений, и приведенной массы в конце движения скорость механизмов уменьшается.

Характерная особенность конструкций современных печатающих механизмов состоит в том, что значения приведенных масс и приведенных сил сопротивлений, примерно равные в начальном положении механизмов, постепенно увеличиваются и только в конце движения резко возрастают.

Резкое увеличение приведенных масс и приведенных сил сопротивлений, а следовательно, и работы, затрачиваемой на их преодоление, увеличивает общее количество энергии при печатании. Чрезмерное увеличение суммарной величины кинетической энергии и работы сил сопротивлений может привести к снижению пробивной способности механизма, так как в процессе нормального удара пальцем по клавише невозможно сообщить механизму энергию, по величине равную потенциальной энергии падающего с высоты 150 мм груза весом 100 гс.

Увеличение или уменьшение сил сопротивлений существенного влияния на изменение скорости не оказывает. Большое влияние на

Таблица 6

| Печатающие механизмы | P_c в гс | $m_{пр}$ в гс · мм — 1 · с² | v_k в мм/с |
|----------------------|------------|--------------------------------|--------------|
| Тип I | 73,3 | 0,42 | 493 |
| Тип II | 210 | 0,122 | 914 |
| Тип III | 142 | 0,181 | 848 |

изменение величины скорости движения клавиши клавишного рычага оказывают приведенные массы, поэтому у печатающих механизмов, имеющих наименьшие значения приведенных масс, клавишные рычаги перемещаются с большими скоростями.

Уменьшение приведенных сил сопротивлений за счет качества сборки, регулировки позволяет облегчить работу оператора и увеличить пробивную способность механизма этой конструкции по сравнению с механизмами, сборка и регулировка которых проведена не качественно. Легкость работы оператора непосредственно зависит от качества конструкции, тщательности сборки и регулировки печатающего механизма и является основным фактором при качественной оценке конструкции механизма.

Из анализа диаграмм суммарных скоростей отскока следует, что с наибольшими скоростями перемещаются механизмы, у которых в начальном положении возвратные пружины имеют наибольшее предварительное натяжение. Лучшим печатающим механизмом следует считать механизм, имеющий наименьшие значения приведенных масс в начальном положении механизма с последующим незначительным их увеличением и быстрым увеличением приведенных масс в конце движения механизма, т. е. примерно с восьмого или девятого положения.

Необходимо стремиться уменьшать приведенные силы и работу приведенных сил сопротивлений. Поэтому из рассмотренных трех печатающих механизмов лучшим следует признать печатающий механизм типа II, как наиболее отвечающий требованиям качественной печати. Печатающие механизмы типа I и III в начале движения находятся примерно в одних условиях, но при дальнейшем движении механизмов изменение приведенных масс лучше у механизма типа III. Следует также отметить, что у печатающего механизма типа III работа приведенных сил сопротивлений в конце движения механизма значительно меньше, чем у печатающего механизма типа II. У печатающего механизма типа II работа сил сопротивлений в конечном положении больше по сравнению с аналогичным механизмом «Оптима» (ГДР), модель 6, 8. С целью дальнейшего облегчения работы на этом механизме и увеличения его пробивной способности необходимо уменьшить приведенные силы сопротивлений, а следовательно, и работу, что можно сделать за счет улучшения качества изготовления пишущих машин (деталей, сборки и регулировки).

3. СКОРОСТЬ ПЕЧАТАНИЯ

Скорость печатания зависит от конструкции механизмов, квалификации оператора и содержания текста письма. Если в тексте

встречается необходимость печатать рядом расположенными буквенными рычагами, то может произойти сцепление рычагов и у опытного оператора.

Квалификация оператора и содержание текста письма не зависят от конструкции печатающих механизмов, поэтому при определении скорости печатания на различных конструкциях печатающих механизмов их обычно не учитывают.

Время движения механизма после удара пальцем по клавише вперед и назад характеризует конструкцию механизма и определяет скорость печатания этого механизма.

Время удара буквенного рычага о фетровую подушку не учитывается, так как очередной удар по клавише происходит в момент соприкосновения рычага с подушкой.

В табл. 7 приведены значения времени разных интервалов

Таблица 7

| Печатающие механизмы | $t_1 + t_2 + t_3$ в с | t_4 в с | $\frac{t_1 + t_2 + t_3}{t_4}$ в с |
|----------------------|-----------------------|-----------|-----------------------------------|
| Тип I | 0,0281 | 0,0622 | 0,45 |
| Тип II | 0,0207 | 0,0470 | 0,46 |
| Тип III | 0,0286 | 0,0662 | 0,43 |

процесса печатания на различных печатающих механизмах, подсчитанные по формулам.

Из приведенных данных следует, что печатающий механизм типа II имеет наименьшее время движения механизма «вперед» и «назад»

$$t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = 0,0677 \text{ с.}$$

Практически печатающие механизмы имеют большие скорости печатания, которые приводятся в различных источниках, так как при ударах оператора пальцами по различным клавишам, за счет совмещения движений буквенных рычагов можно увеличить скорость печатания. Очередной удар по другой клавише можно производить не ожидая возвращения первого рычага в исходное положение. В этом случае по сцепляемости буквенных рычагов все печатающие механизмы находятся примерно в равных условиях, так как размеры буквенных рычагов и угловые шаги расположения рычагов в сегментах у всех печатающих механизмов пишущих машин примерно одинаковы.

Суммарное значение времени $t_1 + t_2 + t_3$ (время удара по клавише, время движения механизма по инерции и время удара буквенного рычага о стальную дугу на сегменте и знака по бумагоопорному валу) составляет не более 0,46 от времени, в течение которого механизм возвращается в исходное положение t_4 . Практически, если принять время t_4 за время между ударами пальцами по клавишам, то сцепление буквенных рычагов не произойдет. При продолжительности между ударами, меньшей t_4 , сцепление рычага, выполнившего отпечаток, с рычагом, движущимся вперед в результате очередного удара по клавише, происходит в начале отскока первого рычага.

Время t_4 меньше суммарного времени $t_1+t_2+t_3$, т. е. допускается совмещение движений рычагов.

В целях упрощения метода определения скорости печатания и приближения ее значений к практическим данным, введем понятие теоретической скорости печатания. За теоретическую скорость печатания принимаем число ударов в минуту, подсчитанное по времени, в течение которого механизм возвращается в исходное положение за счет возвратных пружин (один удар соответствует времени отскока).

Построение диаграммы суммарной скорости отскока несколько затруднительно, так как требуется выполнить сравнительно большой объем вычислительных и графических работ. Проще построить диаграмму скорости движения механизма в обратном направлении, в зависимости от работы приведенных сил реакций пружин отдачи. При этом скорость печатания теоретически уменьшается не более чем на 10% по сравнению со скоростью, установленной по суммарному времени отскока.

Теоретическая скорость печатания объективно характеризует качество печатающего механизма. Наибольшая теоретическая скорость печатания наблюдается у печатающего механизма типа II (1270 ударов в минуту). Объясняется это тем, что такой механизм имеет наибольшее предварительное натяжение пружин отдачи.

4. ХАРАКТЕР ИЗМЕНЕНИЯ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ

Лучшим механизмом по конструкции следует признать печатающий механизм типа II, так как он лучше других обеспечивает условия легкости работы и быстрый процесс печатания.

Диапазон изменения передаточных отношений у печатающего механизма типа II составляет 16,3—188,4; типа III — 29,1—311,2 и типа I — 21,1—111. Наибольший диапазон изменений передаточных отношений имеет печатающий механизм типа III. Большие значения передаточных отношений в начальном и конечном положениях этого механизма отрицательно влияют на его качество конструкции.

С целью улучшения конструкции печатающего механизма типа III следует максимально уменьшить передаточное отношение в начальном положении механизма, что приведет к уменьшению передаточных отношений в конечных положениях механизма. Характер изменений передаточных отношений можно оставить без изменений.

Указанное изменение передаточных отношений в печатающем механизме типа III позволит облегчить условия работы и даст возможность увеличить натяжение возвратных пружин (пружин отдачи), что увеличит скорость печатания. Изменение передаточных отношений связано с изменением конструкции печатающего механизма типа III.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

1. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

Конструкцию печатающего механизма характеризуют величины передаточных отношений в начальном и конечном положениях механизма, углы поворота ведущего и ведомого звеньев, углы передачи в начальном и конечном положениях механизмов, отношение размеров клавишных и буквенного рычагов, положения центров конечных поворотов и углы поворота относительных положений.

Передаточные отношения определяют графически по чертежам печатающих механизмов. Печатающий механизм типа II имеет два составляющих механизма. На линиях центров составляющих механизмов в их начальном и конечном положениях определяют положение мгновенных центров P_1 и P_1' . Передаточное отношение первого составляющего механизма, в который входит клавишный рычаг, в начальном положении равно 2,32, в конечном положении — 12,05; второго составляющего механизма, в который входит буквенный рычаг, равно 2,63 и 5,84. Передаточные отношения печатающего механизма изменяются от 6,1 до 70,4.

Отношение размеров клавишных рычагов к буквенному рычагу находится в диапазоне 2,05—2,87.

Аналогично передаточные отношения определяют для печатающего механизма типа III, который имеет три составляющих механизма. Передаточное отношение первого механизма, в который входит клавишный рычаг, в начальном положении составляет 2,33, а в конечном положении — 9,09. Передаточное отношение второго промежуточного механизма практически не изменяется, оно примерно равно 2,1. Передаточное отношение третьего механизма, в который входит буквенный рычаг, изменяется от 1,86 до 4,97.

Передаточное отношение печатающего механизма изменяется от 9,1 до 94,9.

Отношения размеров крайних рычагов печатающего механизма (клавишных и буквенного рычагов) изменяются в пределах 2,53—3,40.

Величины передаточных отношений зависят от ряда используемых при печатании клавишных и промежуточных рычагов.

Приведенные данные о передаточных отношениях относятся к печатающим механизмам, у которых буквенный рычаг занимает среднее положение.

Из сравнения передаточных отношений составляющих и печатающих механизмов следует, что:

- 1) во всех печатающих механизмах наблюдается резкое увели-

чение передаточных отношений при приближении механизма к конечному положению;

2) наибольшее изменение передаточных отношений происходит у первых составляющих механизмов. У последних механизмов по сравнению с первыми, передаточные отношения в начальном положении примерно равны, а в конечном примерно в два раза меньше;

3) передаточные отношения у печатающего механизма пишущей машины типа III по сравнению с печатающим механизмом типа II больше в 1,5—1,35 раза.

Величины углов поворота ведущего α и ведомого β звеньев и углов передачи μ показаны в табл. 8.

Таблица 8

| Пишущая машина | Составляющие механизмы | Углы поворотов звеньев | | Углы передачи | |
|------------------|------------------------|------------------------|--|-----------------------|--|
| | | Звенья | Узлы в град. | Положение механизма | Углы между звеньями в град. |
| Тип II (рис. 49) | 1 | O_1A O_2A | $\beta_1 = 5$ $\alpha_1 = 30$ | Начальное Конечное | $\angle ABO_2 = \mu_1 = 72$ $\angle A'B'O_2 = \mu_1' = 69$ |
| | 2 | O_2C O_3D | $\alpha_2 = \alpha_1 = 30$ $\beta_2 = 90$ | Начальное Конечное | $\angle CDO_3 = \mu_2 = 62$ $\angle C'D'O_3 = \mu_2' = 153$ |

Значения этих углов определялись графически по чертежам.

На рис. 49 для печатающего механизма типа II показано определение центра положений P_{12} и угла поворота относительных положений θ_2 для второго составляющего механизма.

Для определения центра положений соединим прямой оси вращения ведущего и ведомого звеньев механизма O_2 и O_3 . Затем установим направления вращения этих звеньев. Если звено вращается против часовой стрелки, то прямую проводим через ось вращения звена под углом, равным половине угла поворота этого звена ($\alpha/2$ и $\beta/2$), который откладываем от линии центров в сторону вращения часовой стрелки, и наоборот, если звено вращается по часовой стрелке, то прямую проводим под таким же углом, но откладываем от линии центров в сторону, противоположную вращению часовой стрелки. Отсчет углов ведем справа от оси вращения звена. Точка пересечения указанных прямых, проведенных через оси вращения ведущего и ведомого звеньев, определит положение центра положений P_{12} . На рис. 49 показан центр положений второго составляющего механизма O_2CDO_3 .

Для правильного построения относительного положения механизма необходимо предварительно определить угол θ и установить направление поворота стойки. Угол $\theta = \alpha - \beta$ в случае, когда ведущее и ведомое звенья вращаются в одном направлении. Если эти звенья вращаются в разных направлениях, то угол $\theta = \alpha + \beta$.

Поворот стойки производится от линии центров в сторону, противоположную вращению ведомого или ведущего звена относительно

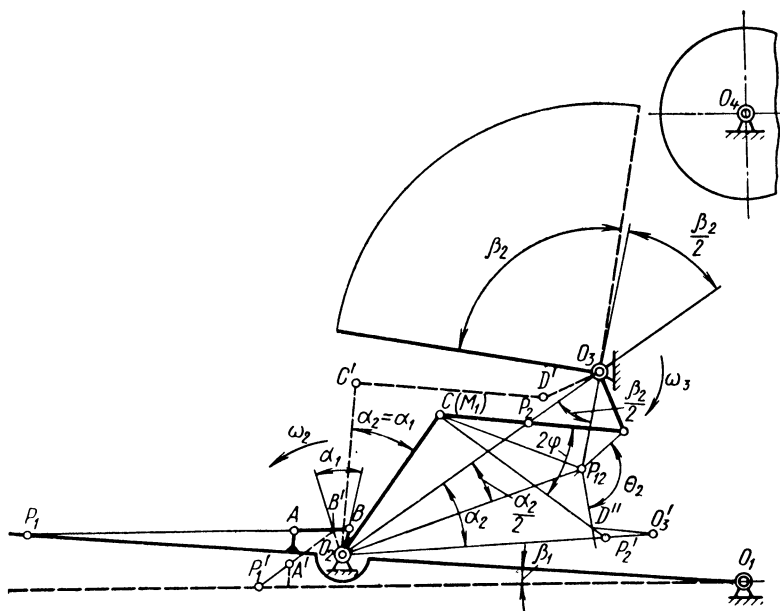


Рис. 49. Полюс положений P_{12} на составляющем механизме O_2CDO_3

но его оси вращения. Угол поворота стойки равен углу поворота соответствующего звена α или β .

Центр положений P_{12} при повернутой стойке определяет относительное положение ведущего звена по отношению к первому положению ведомого звена при повороте ведущего звена на угол $\theta = \alpha \pm \beta$ или, наоборот, — относительное положение ведомого звена по отношению к первому положению ведущего звена при повороте ведомого звена на тот же угол, как это показано на рис. 49.

В повернутом положении механизма удовлетворяется соответствие между углами поворотов ведущего и ведомого звеньев, а положение мгновенного центра P'_2 на линии центров $O_2O'_3$ соответствует величине передаточного отношения для конечного положения механизма.

На рис. 49 поворот стойки O_2O_3 произведен относительно оси O_2 .

Приведенные построения показывают, что:

1) прямая, проходящая через полюс положений P_{12} и центр подвижного шарнира $C(M_1)$, делит угол поворота пополам и сохраняется следующее равенство $P_{12}D = P_{12}D''$;

2) в начальном и в относительном конечном положениях механизма мгновенные центры P_2 и P'_2 и центры подвижного шарнира $C(M_1)$ ведущего и ведомого звеньев находятся на прямых

$$P'_2CD'' \text{ и } P_2CD;$$

3) углы поворотов ведущего и ведомого звеньев увеличиваются от одного к другому составляющему механизму;

4) увеличиваются также и расстояния от центров поворота до подвижных шарниров ведущего и ведомого звеньев;

5) с уменьшением разности между углами поворота ведущих и ведомых звеньев α и β сокращается различие в размерах этих звеньев, даже при сравнительно большом изменении передаточного отношения. Примером могут служить составляющие механизма с буквенными рычагами. В современных печатающих механизмах с буквенным рычагом применяются шатуны l_{CD} (рис. 49) больших размеров, которые обеспечивают опускание сегмента при печатании главных (больших) букв;

6) углы передачи μ в первых составляющих механизмах не превышают 100° , а в механизмах с буквенными рычагами они достигают 160° .

Более подробные сведения о построениях, проведенных на рис. 49, имеются в работе [2].

2. ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ ПО ЗАДАНЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЯМ

Значения передаточных отношений в начальном и конечном положениях печатающего механизма задает заказчик или, на основании требований к печатающему механизму, устанавливает конструктор.

Характер изменения передаточных отношений можно обеспечить применением составляющих четырехзвенных и кулисных механизмов. Кривошипно-ползунные механизмы в печатающих механизмах применяют весьма редко.

В современных пишущих машинах широко применяют четырехзвенные механизмы, которые в подавляющем числе случаев вытеснили кулисные и кривошипно-ползунные механизмы. Широкое применение четырехзвенных механизмов объясняется простотой конструкции, невысокой стоимостью изготовления, обслуживания и ремонта, надежностью в работе, большим сроком службы и малым трением (во вращательных кинематических парах скольжение много меньше, чем в поступательных). Поэтому рассмотрим проектирование четырехзвенных механизмов.

В печатающих механизмах пишущих машин применяют в первых составляющих четырехзвенных механизмах длинные клавишные рычаги, которые упрощают конструкцию печатающего механизма. Короткие клавишные рычаги применяют редко, так как они увеличивают число составляющих механизмов. Объясняется это тем, что в конструкции печатающего механизма с короткими клавишными рычагами более затруднительно обеспечить большое изменение передаточных отношений.

Короткие клавишные рычаги иногда применяют в электрифицированных пишущих машинах и во вводных печатающих устройствах электронно-вычислительных машин.

Независимо от применения длинных или коротких клавишных рычагов ход клавиши должен находиться в пределах 13—15 мм.

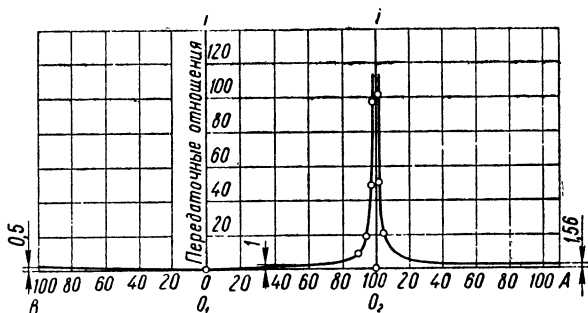


Рис. 50. Диаграммы изменений передаточных отношений

Увеличение хода клавиши затрудняет работу оператора. Уменьшение хода клавиши ведет к увеличению числа составляющих механизмов, так как невозможно обеспечить необходимый поворот буквенного рычага.

Проектирование механизмов обычно начинают с рассмотрения характера изменения передаточных отношений в четырехзвенных механизмах.

На рис. 50 точки O_1 и O_2 представляют собой оси вращений ведущего и ведомого звеньев механизма. Расстояние между этими точками условно берут равным 100 единицам. Мгновенный полюс перемещается по линии центров вправо от точки O_1 до точки O_2 и далее до точки A на 100 единиц, а также влево от точки O_1 до точки B тоже на 100 единиц. В каждом положении мгновенного полюса на линии центров передаточное отношение определяют из следующего выражения

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{O_1P}{O_2P},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости ведущего и ведомого звеньев;

O_1P и O_2P — расстояние от осей вращения до мгновенного полюса на линии центров.

Из рис. 50 следует, что при перемещении мгновенного полюса от точки O_1 в правую сторону, изменение передаточного отношения начинается с нулевого значения в точке O_1 , затем оно медленно увеличивается, а при приближении к точке O_2 начинает резко увеличиваться. В точке O_2 передаточное отношение становится бесконечно большим. При дальнейшем перемещении мгновенного полюса за точку O_2 вправо передаточное отношение от бесконечно большого значения вначале быстро, а затем медленно уменьшается и стремится в бесконечности к своему пределу, равному единице.

При перемещении мгновенного центра влево от точки O_1 передаточное отношение с нулевого значения постепенно увеличивается и в бесконечности достигает своего предельного значения, равного единице.

Местоположение мгновенного центра характеризует направление вращения ведущего и ведомого звеньев четырехзвенного механизма.

При положении мгновенного центра между осями вращений ведущее и ведомое звенья поворачиваются в разных направлениях, и наоборот, если мгновенный центр находится за осями вращений, звенья поворачиваются в одном направлении.

Приступая к проектированию печатающего механизма, конструктор должен принять решение по количеству механизмов, составляющих в целом механизм, и установить размеры их стоек. Для упрощения конструкции печатающего механизма число составляющих механизмов должно быть наименьшим, а сами составляющие механизмы должны быть несложными по конструкции, что обеспечивает надежную работу и невысокую стоимость изготовления. В процессе проектирования число механизмов уточняют.

Критериями для установления числа составляющих механизмов являются заданные величины передаточных отношений в начальном и конечном положениях печатающего механизма.

Определив число составляющих механизмов и размеры клавишного и буквенного рычагов, необходимо для каждого механизма установить величины передаточных отношений в начальном и конечном положениях, так, чтобы их произведение было равно заданным величинам передаточных отношений для печатающего механизма. Величину изменений передаточного отношения для первого составляющего механизма следует брать большую, по сравнению со вторым механизмом, в который входит буквенный рычаг. Это позволит предусмотреть в конструкции второго механизма длину шатуна, обеспечивающую опускание сегмента при печатании заглавных (больших) букв. Возможность опускания сегмента должна быть предусмотрена и в случае, когда число составляющих механизмов больше двух, потому что промежуточные механизмы, как правило, применяют небольших размеров, способных осуществить изменение передаточных отношений в незначительных пределах.

Выбор углов поворота ведущего и ведомого звеньев в первом и последнем составляющих механизмах производят с учетом ряда факторов. Углы поворота ведущих звеньев выбирают возможно наименьшими, чтобы сократить ход клавиши при ударе, а ведомых звеньев наибольшими.

При установлении пределов изменений передаточных отношений и углов поворота ведущих и ведомых звеньев для составляющих механизмов следует иметь в виду существующие конструкции печатающих механизмов. Например, в первом механизме с длинным клавишным рычагом, угол поворота берут в пределах от 4 до 10°. В последнем механизме угол поворота буквенного рычага берут равным примерно 90°. Выбор углов поворота звеньев в других механизмах производят в зависимости от изменения передаточных отношений и их конструктивных особенностей.

Проектирование механизмов по заданным передаточным отношениям следует вести с учетом полученных данных из проведенного анализа. В виде примера рассмотрим возможность уменьшения с трех до двух число составляющих механизмов у печатающего механизма пишущей машины типа III. Конструкцию составляющего механизма с буквенным рычагом оставляем без изменения. Для сохранения направления вращения ведущего и ведомого звеньев в механизме с буквенным рычагом, в новом механизме ведущее (клавишный рычаг) и ведомое (промежуточный рычаг) звенья должны вращаться в одну сторону, поэтому мгновенные центры расположатся за осями на линии центров. Оставим без изменения длину кла-

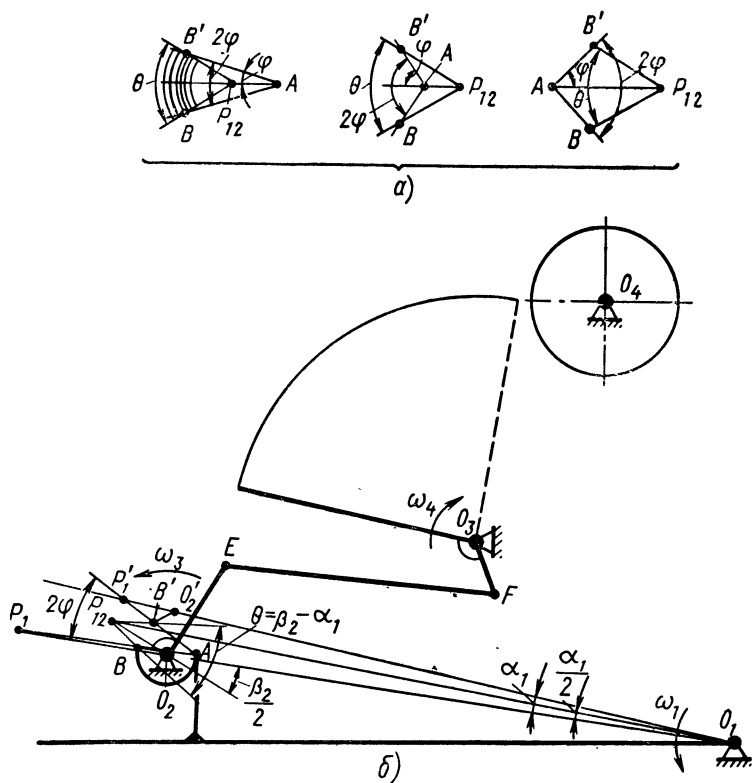


Рис. 51. Проектирование печатающего механизма:

a — возможные положения полюса положений P_{12} и подвижных шарниров BB' ; b — печатающий механизм

вишнего рычага и размер стойки, т. е. расстояние между осями клавишного рычага и промежуточного рычага и углы поворотов клавишного α_1 и промежуточного β_2 рычагов. Эти углы обеспечивают необходимые перемещения клавиши клавишного и буквенного рычагов.

Передаточное отношение печатающего механизма типа III в начальном положении по сравнению с механизмом типа II больше на 3,1. Большое передаточное отношение в начальном положении механизма требует больших усилий при ударе пальцем по клавише. Поэтому для объединенного механизма принимаем передаточное отношение в начальном положении равным 2,3 и в конечном 13. При этих данных печатающий механизм имеет в начальном и конечном положениях несколько меньшие передаточные отношения по сравнению с механизмом типа II.

Проектирование четырехзвенного механизма с клавишным рычагом (рис. 51, а) производим следующим образом.

1. На чертеже наносим линию центров и устанавливаем положения осей вращений ведущего и ведомого звеньев O_1O_2 (рис. 51, б).

2. Определяем на чертеже положение центров конечного поворота P_{12} .

В составляющем механизме ведущее и ведомое звенья (клавишный и промежуточный рычаги) вращаются против часовой стрелки. Поэтому от линии центров справа от точек O_1 и O_2 (линия отсчетов) откладываем по направлению вращения часовой стрелки углы $\alpha_1/2$ и $\beta_2/2$ и проводим прямые линии через эти точки. Точка пересечения прямых является искомым полюсом положений P_{12} .

3. Устанавливаем на чертеже положения мгновенных центров в начальном и конечном положениях механизма.

По передаточным отношениям аналитически на линии центров определяем расстояния от осей вращений до мгновенных центров.

Мгновенные центры на линии центров расположены за осями вращений, их положения определяем по формуле

$$O_1P_1 = \frac{O_1O_2}{i-1}.$$

При расположении мгновенных центров на линии центров между осями вращений расчет ведем по формуле

$$O_1P_1 = \frac{O_1O_2}{i+1},$$

где O_1P_1 — расстояние от оси вращения до мгновенного центра;

O_1O_2 — межцентровое расстояние;

i — передаточное отношение.

В начальном положении механизма положение мгновенного полюса P_1 отмечаем на линии центров за пределами стойки O_1O_2 слева. Конечное положение проектируемого механизма при относительном перемещении ведущего или ведомого звена строим на стойке, повернутой под углом α_1 или β_2 вокруг точки O_1 или O_2 . Поворот стойки выбираем относительно точки O_1 , так как очевидно, что ведущее звено будет значительно длиннее ведомого, ввиду большого изменения передаточного отношения, поэтому будет более нагляден выбор центров подвижных шарниров и размеров ведущего и ведомого звеньев. Поворот стойки от линии центров производим в сторону, противоположную вращению ведущего звена (клавишного рычага). В этом положении стойки отмечаем положение мгновенного полюса P'_1 в конечном положении механизма.

4. Определяем угол поворота относительных положений звеньев, которые вращаются в одном направлении.

5. Проектирование механизма ведем графически с помощью вспомогательных чертежей.

На кальке (рис. 51, а) изображаем три прямые линии, проходящие через точку P_{12} под равными углами $\theta/2$. Точку P_{12} на кальке совмещаем с той же точкой основного чертежа. Поворачивая кальку вокруг совмещенной точки, выбираем на средней прямой линии примерное положение точки A , из которой можно провести две прямые линии под любыми равными углами φ к средней прямой, проходящие через мгновенные центры P_1 и P'_1 (рис. 51, б).

Точки пересечения этих прямых должны отстоять от точки P_{12} на равном расстоянии, т. е. $P_{12}B = P_{12}B'$. При этом могут быть три случая положения выбираемой точки A (рис. 51, а), которые определяют направление проводимых прямых из этой точки.

Точки A и B (рис. 51, б) в проектируемом механизме являются центрами шарниров ведущего и ведомого звеньев в начальных положениях механизма.

Точки A, B' являются центрами подвижных шарниров ведущего и ведомого звеньев в конечном положении механизма при повернутой стойке (относительное положение).

Для контроля необходимо проверить равенства $O_2B = O_2B'$.

6. Графически определяем размеры звеньев проектируемого механизма. Установив примерное положение точки A на средней линии вспомогательного чертежа (кальки) (рис. 51, а), можно, перемещая вспомогательный чертеж по этой прямой и изменяя при этом угол φ установить желаемый размер шатуна AB . Размер шатуна определяет положения и размеры ведущего и ведомого звеньев проектируемого механизма.

Необходимые положения прямых AB и AB' (рис. 51, б), удовлетворяющие требованиям конструктора, при некотором навыке находятся без труда. Начальное и конечное положения механизма при повернутой стойке определяется указанными точками.

Начальное положение механизма получим при соединении точек в следующем порядке O_1ABO_2 (рис. 51, б). Точку O_1 соединяем с подвижным шарниром A , так как поворот стойки производим вокруг точки O_1 . Конечное положение механизма при повернутой стойке получим при соединении точек $O_1AB'O_2$.

Конфигурацию и сечение звеньев устанавливает конструктор по своему усмотрению.

Начальное положение механизма изображено сплошными утолщенными линиями, а конечное положение при повернутой стойке тонкими линиями.

7. У спроектированного механизма проверим выполнение задания по изменению передаточных отношений, проворачиваемость механизма и величины углов передачи μ .

Обеспечение заданных изменений передаточных отношений и возможность проворачивания механизмов проверяем графически, вычерчивая механизм в начальном и конечном положениях.

Измерение углов передачи μ производим с помощью транспортира.

Построенный составляющий механизм обеспечивает заданный диапазон изменений передаточных отношений. Механизм проворачивается и имеет следующие углы передачи: в начальном положении $\mu_1 = 4^\circ$, в конечном положении механизма $\mu'_1 = 54^\circ$.

Из этих данных следует, что построенный механизм отвечает поставленным требованиям.

3. АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ ПО ЗАДАНЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЯМ

При изложении графоаналитического метода проектирования рассмотрим печатающий механизм, аналогичный показанному на рис. 52, б с теми же исходными данными.

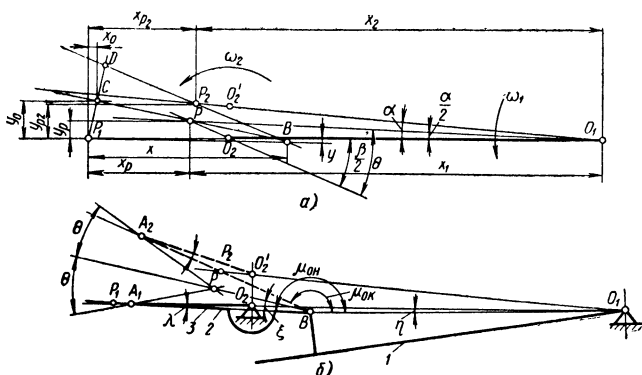


Рис. 52. Проектирование механизма:

a — положения мгновенных центров и полюса положений;
b — размеры подвижных звеньев, ω — направление поворота
 клавишного и промежуточного рычагов (1 и 3 звеньев)

Применяя изложенную методику, устанавливаем места положений мгновенных центров P_1 , P_2 и полюса положений P .

Используя полученные графоаналитические данные, определяем аналитически координаты мгновенного центра P_2 относительно P_1 . Мгновенный центр P_1 принимаем за начало координат (рис. 52, *a*).

По оси абсцисс

$$x_2 = O_1P_2 \cos \alpha$$

или

$$x_{P_2} = O_1P_1 - x_2.$$

По оси ординат

$$y_2 = y_{P_2} = O_1P_2 \sin \alpha.$$

Определим координаты полюса положений относительно мгновенного центра P_1 . С этой целью рассмотрим косоугольный треугольник O_2PO_1 , у которого известны расстояние между центрами O_1O_2 и три угла

$$\frac{\alpha}{2}, \left(180^\circ - \frac{\beta}{2}\right) \text{ и } \theta = 180^\circ - \frac{\alpha}{2} - \left(180^\circ - \frac{\beta}{2}\right) = \\ = \frac{\beta}{2} - \frac{\alpha}{2}.$$

По теореме синусов предварительно определяем из косоугольного треугольника O_2PO_1 сторону

$$O_1P = O_2O_1 \frac{\sin \left(180^\circ - \frac{\beta}{2}\right)}{\sin \theta}$$

или

$$x_1 = O_1 P \cos \frac{\alpha}{2} \text{ и } y_1 = y_P = O_1 P \sin \frac{\alpha}{2},$$

а

$$x_P = -(x_1 - O_1 P_1).$$

Для определения размеров звеньев проектируемого механизма достаточно найти положение подвижного шарнира B [2]. В этом положении точка B должна находиться на линии PB , являющейся биссектрисой угла P_1BP_2 . Количество таких точек может быть бесконечно большим. Подвижный шарнир B относительно полюса положений P может находиться с левой или правой стороны. Установив положение подвижного шарнира B , определяем размеры звеньев и углы передачи проектируемого механизма.

Определим положение подвижного шарнира B . Предположим, что точка B находится с правой стороны полюса P , тогда расчетная схема соответствует изображенной на рис. 52, а.

Решим поставленную задачу в общем виде, для этого все значения координат берем положительными.

Принимаем за начало координат мгновенный центр P_1 , координаты заданных точек имеют значения $P_1(0; 0)$, $P(x_1; y_1)$, $P_2(x_2; y_2)$, а координаты искомой точки — $B(x; y)$.

Опустим из точки P_1 перпендикуляр на биссектрису PB , который пересечет биссектрису в точке C , и продолжим его до пересечения с прямой BP_2 в точке D . В силу равенства углов P_2BP и P_1BP , стороны P_1C и CD равны.

Найдем координаты точки $C(x_0; y_0)$, а координаты точки D по построению имеют значения $(2x_0; 2y_0)$.

Уравнение прямой (биссектриса), проходящей через две точки P и B , имеет вид

$$\frac{Y - y_1}{y - y_1} = \frac{X - x_1}{x - x_1}, \quad (81)$$

где X и Y — текущие координаты этой прямой, или

$$(Y - y_1)(x - x_1) = (X - x_1)(y - y_1).$$

После преобразования уравнение примет вид

$$Y(x - x_1) - X(y - y_1) = y_1x - x_1y. \quad (82)$$

Угловым коэффициентом уравнения

$$k_1 = \frac{x - x_1}{y - y_1}. \quad (83)$$

В уравнении прямой P_1C , проходящей через начало координат P_1 и перпендикулярной к прямой PB , выраженной уравнением (82), угловым коэффициент

$$k_2 = -\frac{1}{k_1},$$

подставив значение k_1 , получим

$$k_2 = -\frac{y - y_1}{x - x_1}. \quad (84)$$

Уравнение прямой P_1C , проходящей через начало координат P_1 , имеет вид

$$y = kx. \quad (85)$$

Подставив в это уравнение значение $k=k_2$, получим

$$Y(y - y_1) + X(x - x_1) = 0, \quad (86)$$

т. е. уравнение прямой P_1C , перпендикулярной к прямой PB .

Координаты точки пересечения этих прямых $C(x_0; y_0)$ находим, решая совместно уравнения (82)–(86):

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= -\frac{(x - x_1)(x_1y - y_1x)}{(x - x_1)^2 + (y - y_1)^2} \\ \text{и} \\ x_0 &= \frac{(x_1y - y_1x)(y - y_1)}{(x - x_1)^2 + (y - y_1)^2} \end{aligned} \right\} \quad (87)$$

Определив координаты точки $C(x_0; y_0)$, мы тем самым находим координаты точки $D(2x_0; 2y_0)$. Все три точки с координатами $D(2x_0; 2y_0)$, $P_2(x_2; y_2)$ и $B(x; y)$ лежат на одной прямой по условию, следовательно,

$$\begin{vmatrix} x; & y; & 1 \\ x_2; & y_2; & 1 \\ 2x_0; & 2y_0; & 1 \end{vmatrix} = 0.$$

Раскроем определитель и в полученное уравнение подставим значения $2x_0$ и $2y_0$ [значения x_0 и y_0 определяем по уравнениям (87)], в результате получим уравнение прямой, на которой расположены все три точки D , P_2 и B :

$$\begin{aligned} 2(x_1y - y_1x) [(y - y_1)(y - y_2) + (x - x_1)(x - x_2)] + \\ + (xy_2 - x_2y) [(x - x_1)^2 + (y - y_1)^2] = 0. \end{aligned} \quad (88)$$

В уравнении (88) две неизвестных величины x и y , взаимосвязанные друг с другом. Поэтому, задаваясь и меняя значения x или y , можно определить другую координату y или x и по полученным значениям построить линию положений точки B .

Различные положения точки B можно определить иначе. С этой целью напомним уравнение прямой, проходящей через начало координат P_1 :

$$y = kx. \quad (89)$$

Точка пересечения прямых, выраженных уравнениями (88) и (89), представляет собой точку B , координаты которой определим, подставив значение y в уравнение (88)

$$\begin{aligned} 2(kx_1x - y_1x) [(kx - y_1)(kx - y_2) + (x - x_1)(x - x_2)] + \\ + (xy_2 - kx_2x) [(x - x_1)^2 + (kx - y_1)^2] = 0. \end{aligned}$$

Преобразуя данное выражение, получим уравнение

$$\begin{aligned} x^2 [k^3(2x_1 - x_2) + k^2(y_2 - 2y_1) + k(2x_1 - x_2) + \\ + (y_2 - 2y_1)] + 2x [k^2(x_2y_1 - x_1y_2 - x_1y_1) + \\ + k(y_1^2 - x_1^2) + (x_2y_1 + x_1y_2)] + [k(2x_1y_1y_2 + x_1^2x_2 - x_2y_1^2) + \\ + (x_1^2y_2 - y_1^2y_2 - 2x_1x_2y_1)] = 0. \end{aligned} \quad (90)$$

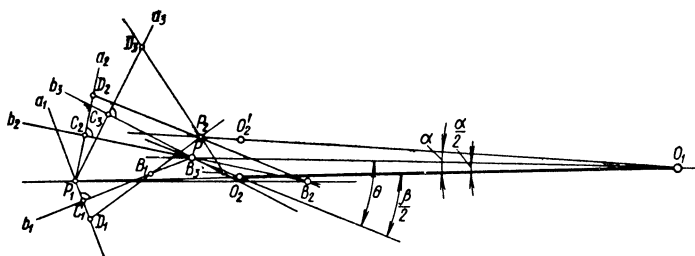


Рис. 53. Положения подвижного шарнира

Обозначим коэффициенты этого уравнения

$$\alpha = k^3 (2x_1 - x_2) + k^2 (y_2 - 2y_1) + k (2x_1 - x_2) + (y_2 - 2y_1);$$

$$2\beta = 2 [k^2 (x_2 y_1 - x_1 y_2 - x_1 y_1) + k (y_1^2 - x_1^2) + (x_2 y_1 + x_1 y_1 - x_1 y_2)];$$

$$\gamma = k [2x_1 y_1 y_2 + x_1^2 x_2 - x_2 y_1^2] + (x_1^2 - y_1^2 y_2 - 2x_1 x_2 y_1).$$

Подставим обозначения коэффициентов в уравнение (90), тогда

$$\alpha x^2 + 2\beta x + \gamma = 0. \quad (91)$$

Определяем корни квадратного уравнения (91)

$$x_{1,2} = \frac{-\beta \pm \sqrt{\beta^2 - \alpha\gamma}}{\alpha}. \quad (92)$$

Корни уравнения (91) имеют вещественные значения, если $\beta^2 - \alpha\gamma \geq 0$.

Определив x и подставив его значение в уравнение (89), получим значение y . Изменяя значения k , мы получим различные координаты точки B , по которым можно построить линию положений точек B .

Различные положения точки B можно установить и графическим путем. С этой целью проводим из начала координат P_1 (рис. 53) ряд линий a с различными углами наклона, а из точки P к каждой линии a проводим перпендикулярные прямые b . Точки пересечения прямых обозначим буквой C_n . На линиях a от точек C_n отложим расстояние $P_1 C_n$ и обозначим конец отрезка буквой D_n . Точки D_n соединим прямыми линиями с точкой P_2 , прямые продолжим до пересечения с соответствующими линиями b_n . Точки пересечения линий b_n и $D_n P_2$ представляют собой положения точек B_n . Соединив точки пересечений, получим линию (кривую) положений точек B .

Определение размеров звеньев механизмов производим с помощью кривой положений. Проектируемые четырехзвенные механизмы являются в подавляющем большинстве двухкоромысловыми четырехзвенными механизмами. По Грасгофу механизм соберется, если длина любого звена меньше суммы длин остальных звеньев. Размеры

звеньев механизма должны быть выбраны так, чтобы обеспечивалась возможность его проворачивания.

Чтобы избежать больших сил реакций в шарнирах механизма, необходимо, чтобы угол передачи μ или угол давления β ни в одном из положений механизма в процессе работы не выходил из определенных пределов. При $\mu < 90^\circ$ $\beta = 90^\circ - \mu$; при $\mu > 90^\circ$ $\beta = \mu - 90^\circ$. Механизм проворачивается на заданном угле $\phi_{1,2}$, если угол передачи μ удовлетворяет неравенству

$$\mu_0 \leq \mu \leq 180^\circ - \mu_0,$$

где μ_0 — допускаемый угол передачи.

Условием для проворачивания механизма на заданный угол $\phi_{1,2}$ является неравенство $\mu_2 < 180^\circ$ при $\mu > 0$. Если $\mu_2 > 180^\circ$, то проворачиваясь, механизм пройдет значение $\mu = 180^\circ$, при котором звенья 1, 2 и 3 (рис. 52, б) вытянутся в одну прямую линию, т. е. механизм установится в положении разрыва.

Рассмотрим графоаналитический метод проектирования механизмов по кривой положений подвижного шарнира B . С этой целью из точки P проводим прямые линии под углом θ к биссектрисе PB до пересечения с прямыми P_1B и P_2B в точках A_1 и A_2 . Отрезки $A_2B = A_1B$ определяют размер шатуна проектируемого механизма. Размеры других звеньев получим, соединив точку B с точкой O_1 , точку A_1 с O_2 и A_2 с O_2' . Четырехзвенные механизмы $O_1BA_1O_2$ и $O_1BA_2O_2'$ представляют собой проектируемый механизм в начальном и конечном положениях [2]. Остается лишь проверить спроектированный механизм на проворачиваемость и установить углы передачи в начальном и конечном положениях механизма.

Практически придется брать несколько точек B на кривой положений и каждый раз производить анализ проектируемого механизма. Выбираем такое положение точки B , которому соответствует механизм, удовлетворяющий поставленным требованиям.

При аналитическом проектировании механизмов с помощью электронно-вычислительных машин кривую положений точки B не строим. Задаем дополнительно диапазон приемлемого изменения угла передачи μ_0 для начального и конечного положений проектируемого механизма.

Расчет при аналитическом проектировании производим в следующем порядке.

1. Выбираем область возможных положений подвижного шарнира B относительно начала координат точки P_1 (первая или вторая четверть), в зависимости от этого устанавливаем знак углового коэффициента k .

2. Устанавливаем диапазон изменения углового коэффициента k и его интервалы изменения.

3. Ведем расчет механизма для каждого значения k и после проверки по углам передачи расчет сохраняем или отбрасываем.

Определяем координаты подвижного шарнира B по уравнениям (92) и (90), куда подставляем значения k .

Определяем угол передачи в начальном положении механизма $\mu_{\text{он}}$. Предварительно устанавливаем угловые коэффициенты двух уравнений пересекающихся прямых, проходящих через две точки, координаты которой известны. Первая прямая определяется точками

$P_1(0; 0)$ и $B(x; y)$ (рис. 52, а) и угловым коэффициентом k_{11} . Вторая прямая определяется точками $O_2(x_{02}; 0)$ и $B(x; y)$ и угловым коэффициентом k_{12} . Угол передачи находим по формуле

$$\operatorname{tg} \mu_{\text{он}} = \frac{k_{12} - k_{11}}{1 + k_{12}k_{11}}.$$

В конечном положении механизма первая прямая определяется точками $P_2(x_{P2}; y_{P2})$ и $B(x; y)$ и угловым коэффициентом k_{21} , а вторая прямая — точками $O_2(x_{02}; 0)$ и $B(x; y)$ и угловым коэффициентом k_{22} . Угол передачи находим по формуле

$$\operatorname{tg} \mu_{\text{ок}} = \frac{k_{22} - k_{21}}{1 + k_{22}k_{21}}.$$

Производим проверку по углам передач. Строим диаграммы (или области) расположения точек подвижного шарнира B и соответствующих углов передачи $\mu_{\text{он}}$ и $\mu_{\text{ок}}$.

4. Определяем размеры подвижных звеньев проектируемого механизма (рис. 52, б).

Размер коромысла O_1B определяем по установленным координатам точки B . По этим же данным находим угол η .

Размер шатуна A_1B определяем из косоугольного треугольника PBA_1 , у которого известна сторона PB и прилежащие к ней два

угла θ и $\xi = \frac{\mu_{\text{он}} - \mu_{\text{ок}}}{2}$ (размер стороны устанавливаем по извест-

ным координатам точек P и B).

Размер коромысла O_2A_1 находим по известным координатам точек P_1 и B , определяем длину стороны P_1B треугольника BO_1P_1 и угол $\lambda = 180^\circ - (\mu_{\text{он}} + \eta)$, а также длину отрезка P_1A_1 , затем по этим данным устанавливаем координаты точки A_1 и длину коромысла O_2A_1 .

5. Производим проверку механизма на проворачиваемость.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ, ПРОЕКТИРОВАНИЮ И РАСЧЕТУ ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЗАКОНОВ ДВИЖЕНИЯ

Закон движения печатающего механизма, движущегося по инерции после удара пальцем по клавише, определяют на основании установленных исходных данных и построенных диаграмм.

По имеющейся конструкции печатающего механизма определяют силу тяжести, массу и момент инерции буквенного и клавишного рычагов.

Диаграмму изменения передаточных отношений печатающего механизма строят по данным изменений передаточных отношений составляющих механизмов и размерам буквенного и клавишного рычагов. Передаточные отношения в различных положениях составляющих механизмов определяют графоаналитическим путем. За диаграмму приведенных масс печатающего механизма можно принять диаграмму приведенных масс буквенного рычага с незначительной ошибкой. Клавиша клавишного рычага является точкой приведения.

Приведенные массы в различных положениях печатающего механизма находят по формуле (63).

Диаграмму приведенных сил сопротивлений строят по опытным данным, если имеется в натуре печатающий механизм, или по данным измерения сил реакции применяемых возвратных пружин, сил тяжести буквенного и клавишного рычагов и сил, с помощью которых осуществляется движение других механизмов.

Диаграмму работы приведенных сил сопротивлений строят путем графического интегрирования диаграммы приведенных сил сопротивлений.

По формуле (51), данным на стр. 63 и заданному числу одновременных оттисков знаков (букв) на писчей бумаге определяют величину кинетической энергии, которой должен обладать печатающий механизм перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный вал.

Определяют сумму кинетической энергии и работы приведенных сил сопротивлений при движении механизма по инерции. Суммарную энергию определяют по установленным данным в положении механизма перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный вал.

Строят диаграмму кинетических энергий при движении механизма по инерции. Ординаты этой диаграммы для каждого положения механизма определяют путем вычитания из суммарной

энергии механизма величины работы приведенных сил сопротивлений в этом положении механизма.

По диаграммам кинетических энергий и приведенных масс аналитически определяют для каждого положения механизма скорость звена приведения и строят диаграмму скоростей механизма, движущегося по инерции.

Закон движения печатающего механизма при обратном движении (отскоке) после удара буквенного рычага о бумагоопорный вал определяют по диаграммам приведенных сил реакций возвратных пружин по пути перемещения клавиши клавишного рычага; работы приведенных сил реакций пружин отдачи и приведенных масс.

Следует помнить, что диаграмму приведенных сил реакций пружин отдачи перед интегрированием при построении диаграммы работы следует пересмотреть таким образом, чтобы в начале координат находилось конечное положение механизма, так как рассматривается обратное движение механизма.

Диаграмму работ приведенных сил реакций возвратных пружин принимают за диаграмму кинетической энергии, поэтому по данным этой диаграммы и диаграмме приведенных масс для каждого положения механизма аналитически определяют скорость отскока и строят диаграмму скоростей отскока.

Практически можно ограничиться построением только диаграммы отскока от действия сил возвратных пружин, не учитывая истинные скорости отскока, возникающие в результате удара буквенного рычага о стальную планку на сегменте и знака (буквы) по бумагоопорному валу и скорости, возникающие от работы приведенных сил тяжести, которые могут увеличить установленные скорости отскока не более чем на 10%.

На основании построенных диаграмм производят оценку качества конструкции печатающего механизма или, если имеется несколько различных конструкций печатающих механизмов, выбирают лучшую конструкцию механизма.

Производят проверку пробивной способности механизма. Сумма кинетической энергии и работы сил сопротивлений механизма, движущегося по инерции, составляет 0,1—0,6 энергии падающего груза. Эти данные установлены в соответствии с ГОСТом на канцелярские пишущие машины при потенциальной энергии падающего груза 15 000 гс/мм. С уменьшением пробивной способности механизма указанные значения уменьшаются и наоборот. Для пишущих машин с пробивной способностью согласно ГОСТу эта сумма составляет 0,4—0,6 энергии падающего груза. Уточнив таким образом эту сумму, определяют силу тяжести и высоту падения груза, с помощью которого в заводских условиях проверяют пробивную способность механизма.

Зная силу тяжести и высоту падения груза, определяют скорости движения звена приведения во время переходного процесса, которые с учетом масштабов наносят на диаграмму скоростей механизма, движущегося по инерции. Получают единую диаграмму скоростей при движении механизма вперед.

У печатающих механизмов, работающих от ударов пальцами по клавишам, проверяют легкость работы по величине скорости. При проектировании, оценке качества и сравнении печатающих механизмов проще пользоваться величиной скорости в конце пе-

реходного процесса, которую называют условной скоростью движения пальца руки при печатании.

У печатающего механизма типа I фактическая максимальная скорость движения пальца меньше скорости в конце переходного процесса примерно на 15%. Указанную разность в скоростях, не допуская большой ошибки, можно принять и для других печатающих механизмов.

В соответствии с приведенными данными за условную скорость движения пальца с кистью руки можно принять скорость, равную 1300—2000 мм/с. При этой скорости рассматриваемые печатающие механизмы обеспечивают получение шести качественных оттисков знаков (букв) на писчей бумаге согласно ГОСТ при нормальной работе оператора. На канцелярских пишущих машинах, у которых условная скорость приближается к верхнему пределу, работать легче.

Увеличение или уменьшение условной скорости за указанные пределы приведет к уменьшению пробивной способности механизма, или при обеспечении необходимой пробивной способности механизма к быстрой утомляемости оператора. В этом случае конструкцию механизма следует пересмотреть.

Время движения печатающего механизма определяют путем графического интегрирования на основании построенных диаграмм скоростей. По времени движения определяют скорость печатания.

2. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

Проектирование печатающих механизмов целесообразно производить на основе простейших четырехзвенных рычажных механизмов. Применение четырехзвенных рычажных механизмов позволяет легче осуществить печатание больших букв за счет опускания сегмента. Такой печатающий механизм имеет сравнительно простую конструкцию, технологичен в изготовлении и дает большой диапазон изменений передаточных отношений.

Стоимость изготовления печатающих механизмов, состоящих из простых четырехзвенных механизмов, ниже по сравнению с конструкциями, имеющими кулисные механизмы.

Число составляющих четырехзвенных механизмов при проектировании печатающих механизмов по возможности следует брать наименьшим, что упрощает конструкцию печатающего механизма и снижает стоимость его изготовления.

Конкретное проектирование составляющих четырехзвенных рычажных механизмов по установленным начальным и конечным величинам передаточных отношений проводят графически или аналитически в соответствии с приведенной выше (гл. VII) методикой.

Для обеспечения легкости печатания величины приведенных сил сопротивлений, а особенно приведенных масс в начальном положении печатающего механизма, должны иметь наименьшие значения с последующим небольшим увеличением и только в конце движения механизма эти величины могут быстро увеличиваться. Поэтому передаточные отношения в печатающих механизмах, ра-

ботающих от удара пальцем по клавише, в начальном положении механизма должны иметь наименьшие значения с последующим их увеличением, а в конце движения механизма передаточные отношения могут более быстро увеличиваться. Это обеспечит получение нужного количества оттисков знаков (букв) на писчей бумаге при малых скоростях движения клавишных рычагов в конце движения механизма, что желательно при ударе пальцем по клавише в виде толчка с задержкой пальца на клавише.

Проектирование печатающих механизмов производится на основе установленного или заданного закона движения механизма движущегося по инерции звена приведения по величине кинетической энергии механизма перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный вал или по числу заданных оттисков знаков (букв) на писчей бумаге, скорости печатания, размерам шрифта и твердости бумагоопорного вала. По этим данным определяют число оттисков или величину кинетической энергии перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный вал. По заданному или установленному закону движения и величине кинетической энергии выбирают силу тяжести, момент инерции буквенного рычага и определяют конструкцию рычага.

Следует помнить, что уменьшение силы тяжести буквенного рычага при обеспечении необходимой пробивной способности механизма и легкости работы приводит к увеличению диапазона изменений передаточных отношений. Большой диапазон изменения передаточных отношений при малых значениях в начале движения должен обеспечить большую скорость движения клавиши клавишного рычага в момент удара пальцем по клавише для получения необходимого запаса кинетической энергии.

Для обеспечения хорошего качества оттисков знаков по писчей бумаге буквенный рычаг должен полностью охватывать ось вращения, центр качания буквенного рычага должен располагаться либо в центре малой буквы, либо около него. Перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный вал он должен предварительно удариться о стальную планку, укрепленную на сегменте, и войти в буквопроводитель, который обеспечит точное положение рычага. Увеличение жесткости буквенного рычага достигается за счет полувыдавленной канавки по длине рычага и его термообработки.

Наименьшие значения передаточных отношений в начальных положениях печатающих механизмов при минимальном количестве составляющих механизмов можно получить, применяя длинные клавишные рычаги. Во избежание выбраний и увеличения жесткости клавишных рычагов при ударе пальцем по клавише они должны перемещаться в направляющих пазах гребенки. Гребенку помещают ближе к клавишам клавишных рычагов.

Вес и размеры клавишных рычагов выбирают с учетом конструктивных особенностей проектируемого механизма или берут по аналогии с имеющимися конструкциями клавишных рычагов.

В зависимости от заданной скорости печатания устанавливают предварительное натяжение возвратных пружин и характер их изменения. По опыту работы завода «Оптим» (ГДР) клавишный рычаг должен опускаться вниз от приложенного к клавише груза весом не более 90 гс.

Построение диаграмм приведенных сил сопротивлений следует

производить по установленным усилиям реакций пружин отдачи с учетом сил сопротивлений, связанных с включением различных механизмов. С целью облегчения работы следует включать различные устройства только в конечных положениях печатающего механизма.

Приведенные силы тяжести буквенного и клавишного рычагов учитывать не обязательно, так как они не оказывают существенного влияния на величину скорости печатания и приведенных сил сопротивлений.

Диаграмму работ приведенных сил сопротивлений строят путем графического интегрирования диаграмм приведенных сил сопротивлений.

Определяют суммарную величину кинетической энергии и работы приведенных сил сопротивлений перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный вал. При движении механизма по инерции сумма работ сил сопротивлений и кинетической энергии является величиной постоянной.

Построение диаграммы кинетической энергии начинают с конечного положения механизма, для которого известна величина кинетической энергии. В других положениях механизма величина кинетической энергии равна разности суммарной энергии и работы сил сопротивлений.

Диаграмму приведенных масс строят по данным диаграмм кинетических энергий и закона движения (скорости) звена приведения. Для каждого положения механизма величину приведенной массы определяют по формуле

$$m^{\text{пр}} = \frac{2T}{v^2}, \quad (93)$$

где T — кинетическая энергия;

v — скорость движения клавиши клавишного рычага.

На основе построенной диаграммы приведенных масс строят диаграмму передаточных отношений. Зависимость между приведенной массой и передаточным отношением выражается формулой

$$i_m = \sqrt{\frac{m^{\text{пр}} R^2}{J_{03}}}, \quad (94)$$

где i_m — передаточное отношение составляющих механизмов;

J_{03} — момент инерции буквенного рычага относительно его оси вращения;

R — размер клавишного рычага.

По найденным значениям передаточных отношений печатающего механизма устанавливают величину и диапазон изменений передаточных отношений каждого составляющего механизма. Наибольший диапазон изменений передаточных отношений берут у первого составляющего механизма, имеющего длинный клавишный рычаг.

Жесткость печатающего механизма должна быть не менее 250 гс/мм, в противном случае способность механизма уменьшится. Жесткость проверяют в начальном положении механизма при закрепленном буквенном рычаге, к клавише клавишного рычага прикладывают нагрузку и измеряют ее перемещение.

В качестве точки приведения рекомендуется брать клавишу клавишного рычага (звено приведения). В этом случае легче установить связь между энергиями движения клавиши и падающего груза перед ударом его о клавишу.

Исследование различных конструкций печатающих механизмов показывает, что в начальных положениях механизмов значения приведенных масс, приведенных сил сопротивлений и передаточных отношений должны иметь наименьшие значения.

В конце движения механизма, т. е. перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный вал, у современных печатающих механизмов сильно увеличиваются приведенные массы и приведенные силы сопротивления. В таких механизмах к концу движения быстро увеличиваются передаточные отношения, поэтому одни и те же усилия, затрачиваемые на перемещения других механизмов в старых и новых конструкциях, приводят к различным значениям приведенных сил сопротивлений.

Этим объясняется и уменьшение скорости движения клавиши клавишного рычага в конце движения механизма.

Т а б л и ц а 9

| Параметры | Пределы измерений |
|--|-------------------|
| Скорость падающего груза перед ударом его по клавише в соответствии с ГОСТ 6913—54 на канцелярские пишущие машины в мм/с | 1715 |
| Потенциальная энергия падающего груза в гс·мм . . | 15 000 |
| Кинетическая энергия печатающего механизма перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный резиновый вал | см. стр. 63 |
| Приведенная сила сопротивления перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный резиновый вал в гс | 400—1400 |
| Скорость клавиши клавишного рычага в конце переходного процесса с мм/с | 1300—1900 |
| Сумма кинетической энергии и работы сил сопротивлений в гс·мм | 6300—8200 |
| Работа приведенных сил сопротивлений печатающего механизма перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный вал в гс·мм | 2300—4200 |
| Приведенная сила реакций возвратных пружин перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный резиновый вал в гс | 200—1000 |
| Диапазон изменения передаточных отношений составляющих механизмов: | |
| начальное положение | 6,1—9,1 |
| конечное положение | 18,3—70,4 |

Диапазон изменения передаточных отношений в печатающих механизмах ограничен. С увеличением числа составляющих механизмов и их размеров диапазон изменений передаточных отношений может быть увеличен.

Т а б л и ц а 10

| Параметры | Печатающие механизмы | | |
|---|----------------------|---------|---------|
| | Тип I | Тип II | Тип III |
| Скорость клавиши клавишного рычага в мм/с . . . | 1300 | 1850 | 1400 |
| Приведенная масса в $\text{гс} \cdot \text{мм}^{-1} \cdot \text{с}^2$ | 0,00264 | 0,00155 | 0,00241 |

Для ориентации инженерно-технических работников, занимающихся проектированием печатающих механизмов, ниже приводятся табл. 9, показывающая взаимосвязь отдельных величин и пределы их изменений в печатающих механизмах канцелярских пишущих машин, и табл. 10, характеризующая зависимость скорости движения клавиши клавишного рычага в конце переходного процесса от величины приведенных масс в начальном положении механизма.

При проектировании печатающих механизмов по заданной пробивной способности механизма, размерам знаков (букв) и скорости печатания твердость бумагоопорного резинового вала берут обычно 91—97 единиц по Шору. Предварительно по заданной пробивной способности печатающего механизма и размерам знаков (букв) определяют величину кинетической энергии, которую должен иметь механизм перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный вал. В зависимости от величины кинетической энергии устанавливают диапазон и характер изменения передаточных отношений составляющих механизмов. Затем, в соответствии с изложенной выше методикой проектируют составляющие механизмы и в целом печатающий механизм.

Для оценки качества спроектированного механизма необходимо предварительно построить диаграммы:

1) приведенных масс, строят по установленным размерам буквенных и клавишных рычагов, моменту инерции буквенного рычага и передаточным отношениям;

2) приведенных сил сопротивлений, строят по установленным усилиям пружин отдачи клавишных рычагов и мостика, усилиям, необходимым для переключения других механизмов, и передаточным отношениям, величины приведенных сил сопротивлений пружин отдачи должны обеспечить заданную скорость печатания;

3) работы приведенных сил сопротивлений;

4) кинетических энергий печатающего механизма, движущегося по инерции; подсчитывают сумму кинетической энергии и работы сил сопротивлений механизма перед ударом буквенного рычага о бумагоопорный вал и из этой суммы вычитают в каждом положении механизма работу приведенных сил сопротивлений, их разность представляет собой кинетическую энергию;

5) скоростей при движении механизма по инерции и во время переходного процесса;

6) скоростей при движении механизма в обратном направлении (отскоке);

7) времени при движении механизма вперед и в обратном направлении.

По этим данным оценивают качество спроектированного механизма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М., «Наука», 1967, 711 с.
2. Артоболевский И. И., Левитский Н. И. и Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов. М., Физматгиз, 1959, 676 с.
3. Баранов Г. Г. Курс теории механизмов и машин. М., Машгиз, 1959, 463 с.
4. Бать М. И., Джанелидзе Г. Ю., Кельзон А. С. Теоретическая механика в примерах и задачах, том II. М., Физматгиз, 1961, 616 с.
5. Грошиков А. И., Усан А. Л. Счетно-перфорационные 45-колонные машины. М., Машгиз, 1958, 265 с.
6. Иванов А. И. Устройство и эксплуатация телеграфных аппаратов Т-51 и Т-63. М., Машиностроение, 1965, 211 с.
7. Немкевич А. С. Анализ конструкций печатающих механизмов пишущих машин. «Известия высших учебных заведений. Машиностроение». Изд. МВТУ им. Баумана, 1960, № 1.
8. Немкевич А. С. Определение закона движения печатающего механизма. «Известия высших учебных заведений. Машиностроение». Изд. МВТУ им. Баумана, 1960, № 5.
9. Рубинин М. Е. Руководство к практическим занятиям по сопротивлению материалов. М., Машгиз, 1957, 599 с.
10. Рязанкин В. Н., Евстигнеев Г. Н., Тресвятский Н. Н. Вычислительные машины, часть I. М., Машгиз, 1957, 248 с.
11. Рязанкин В. Н., Коноплев В. В., Добецкий Л. Ю. Советские счетно-аналитические машины. М., Госстатиздат, 1957, 405 с.
12. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М., Физматгиз, 1959, 442 с.
13. Фейг Н. А. Суммирующая десятиклавишная машина. М., Госстатиздат, 1949, 60 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|----|
| Предисловие | 3 |
| Глава I. Печатающие механизмы | 5 |
| 1. Механические пишущие машины | 5 |
| 2. Пишущие машины с электроприводом | 8 |
| 3. Электрифицированная пишущая машина с шаровой печатающей головкой ИБМ-72 | 9 |
| 4. Печатающий механизм телеграфного аппарата Т-51 | 13 |
| 5. Печатающие механизмы десятиклавишных счетно-записывающих машин | 14 |
| 6. Печатающий механизм табулятора Т-5 | 18 |
| Глава II. Кинематическое и динамическое исследование печатающих механизмов пишущих машин | 20 |
| 1. Кинематическое исследование | 20 |
| 2. Определение сил в кинематических парах | 33 |
| 3. Динамическое исследование | 40 |
| 4. Анализ построенных диаграмм при кинематическом и динамическом исследованиях | 46 |
| Глава III. Анализ передаточных отношений в печатающих механизмах | 48 |
| 1. Передаточные отношения печатающих механизмов пишущих машин | 48 |
| 2. Результаты проведенного анализа | 51 |
| Глава IV. Пробивная способность печатающего механизма и качество печати | 54 |
| 1. Пробивная способность механизма и качество печати | 54 |
| 2. Определение пробивной способности печатающего механизма | 57 |
| 3. Пробивная способность механизма в зависимости от толщины писчей и копировальной бумаги | 62 |
| 4. Пробивная способность механизма и качество печати в зависимости от положения центра тяжести буквенного рычага и упругих колебаний звеньев механизма | 63 |
| Глава V. Законы движения печатающих механизмов | 68 |
| 1. Осциллографическая запись скорости | 68 |
| 2. Законы движений печатающих механизмов, движущихся по инерции | 68 |
| 3. Определение закона движения звена приведения, движущегося по инерции, методом замороженных коэффициентов | 79 |
| 4. Процесс удара по клавише | 82 |

| | |
|--|-----|
| 5. Процесс удара буквенного рычага | 87 |
| 6. Продолжительность процесса печатания | 91 |
| 7. Проверка результатов проведенных исследований | 94 |
| Глава VI. Оценка качества конструкций печатающих механизмов | 96 |
| 1. Качество конструкции | 96 |
| 2. Легкость работы на печатающих механизмах | 96 |
| 3. Скорость печатания | 99 |
| 4. Характер изменения передаточных отношений | 101 |
| Глава VII. Проектирование печатающих механизмов | 102 |
| 1. Анализ конструкций печатающих механизмов | 102 |
| 2. Графоаналитический метод проектирования печатающих механизмов по заданным передаточным отношениям | 105 |
| 3. Аналитический метод проектирования печатающих механизмов по заданным передаточным отношениям | 110 |
| Глава VIII. Рекомендации по исследованию, проектированию и расчету печатающих механизмов | 117 |
| 1. Рекомендации по определению законов движения | 117 |
| 2. Рекомендации по проектированию печатающих механизмов | 119 |
| Список литературы | 125 |

Андрей Степанович НЕМКЕВИЧ

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ
ПЕЧАТАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ**

Редактор *Л. К. Тучкова*

Технический редактор *Т. И. Андреева*

Корректор *А. П. Озерова*

Обложка художника *В. Б. Торгашова*

Сдано в набор 3/IV 1974 г. Подписано к печати 6/VIII 1974 г. Т-14148. Формат 84×108¹/₃₂.
Бумага типографская № 2. Усл. печ. л. 6,72.
Уч.-изд. л. 8,0 Тираж 4.600 экз. Заказ № 647.
Цена 6⁰⁰ коп.

Издательство «Машиностроение»,
107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., д. 3

Московская типография № 32 «Союзполиграф-
прома» при Государственном комитете Совета
Министров СССР по делам издательств, полиграф-
фии и книжной торговли.
Москва, К-51, Цветной бульвар, д. 26.

40 коп.



«МАШИНОСТРОЕНИЕ»