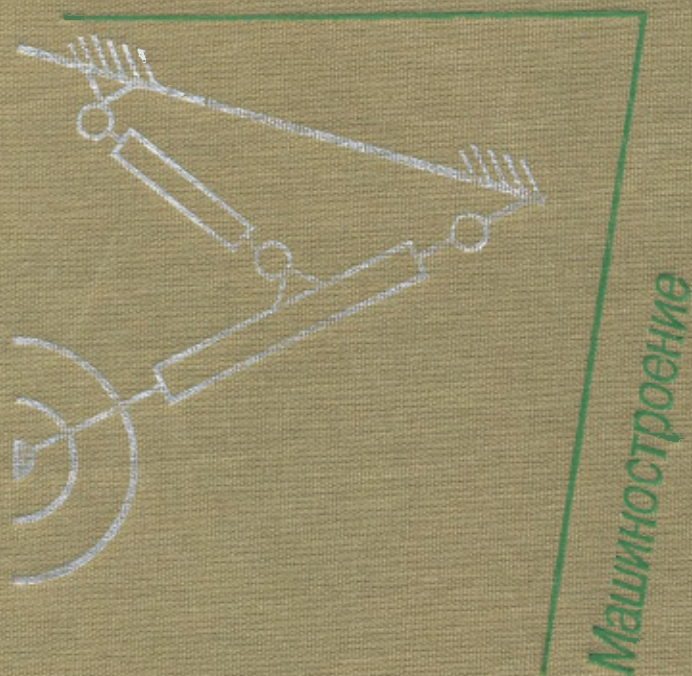


Н.А. КОНДРАШОВ

Проектирование убирающихся шасси самолетов



Проектирование убирающихся шасси самолетов

Москва
Машиностроение
1991

ББК 39.53-04-2

К64

УДК 629.7.027.2.01

Кондрашов Н. А.

К64 Проектирование убирающихся шасси самолетов. – М.:
Машиностроение, 1991. – 224 с.: ил.

ISBN 5-217-00930-6

Изложена теория проектирования убирающихся шасси самолетов, даны конструктивные решения шасси и их агрегатов, приведен энергетический метод оценки конструктивных решений, позволяющий анализировать и оценивать результаты проектирования.

Для инженеров, занимающихся исследованиями и проектированием шасси самолетов.

К $\frac{2705140400-411}{038(01) - 91}$ КБ №11-39-91

ББК 39.53-04-2

ISBN 5-217-00930-6



Н. А. Кондрашов, 1991

Производственное издание

Кондрашов Николай Александрович

Проектирование убирающихся шасси самолетов

Редактор В. И. Сухейли

Переплет художника Е. Н. Волкова

Художественный редактор В. Н. Лебедев

Технический редактор Р. Д. Гольдштейн

Корректор А. П. Озерова

ИБ № 6543

Сдано в набор 10.11.90. Подписано в печать 29.10.91. Формат 60х90¹/₁₆. Бумага типографская.
Гарнитура литературная. Печать офсетная. Усл.печ.л. 13,72. Усл.кр.-отт. 13,72. Уч.-изд.л. 14,15.

Тираж 1400 экз. Заказ 3731. Цена

Ордена Трудового Красного Знамени издательство „Машиностроение“, 107076, Москва,
Стромынский пер., 4

Барановичская укрупненная типография. 225320, Барановичи, Советская, 80.

Предисловие

Последние десятилетия характеризуются значительным развитием аналитических методов проектирования самолетов, его частей и систем. Широкое внедрение в практику результатов работы научно-исследовательских организаций и опытно-конструкторских бюро позволяют численно решать ряд сложных задач механики полета, аэродинамики и прочности, используя более сложные математические модели работающих и проектируемых объектов.

На фоне быстрого развития методов анализа конструкций особенно ощущается недостаток литературы, посвященной вопросам проектирования основных элементов систем самолетов. В связи с этим актуальна данная книга, в которой рассмотрены практически все вопросы, связанные с разработкой конструкции шасси.

Описанные в книге методы выбора параметров основных узлов механизмов уборки и выпуска шасси, а также систем амортизаторов апробированы и позволяют минимизировать их массу.

На большом числе схем опор и их агрегатов показан технический уровень конструкции взлетно-посадочных устройств современных самолетов, дан анализ надежности опор шасси различных компоновок, намечены основные тенденции совершенствования их конструктивных решений. Классификация конструкции убирающихся шасси, сводящая все многообразие их схем к четырем группам, а также методика оценки качества конструкций взлетно-посадочных устройств с помощью предложенного критерия позволяют конструктору выбрать рациональную схему с учетом особенностей проектируемого самолета.

Сокращения

ВПП – взлетно-посадочная полоса

КИМ – коэффициент использования материала

НВ – направление выпуска (только на рисунках)

НЛГС – нормы летной годности самолетов

НП – направление полета (только на рисунках)

НУ – направление уборки (только на рисунках)

ЦМ – центр масс

Глава 1. Назначение шасси, требования, предъявляемые к ним, и типы шасси

1. 1. НАЗНАЧЕНИЕ ШАССИ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ

Шасси – совокупность опор, необходимая для взлета, посадки, передвижения и стоянки на земле, палубе корабля или воде. Оно воспринимает энергию посадочного удара, поглощая большую часть кинетической энергии самолета при разбеге, пробеге и маневрировании.

Требования, предъявляемые к шасси, можно разделить на общие, которые предъявляются ко всем авиационным конструкциям, и специальные.

Общие требования:

минимальная масса;

прочность, соответствующая установленному ресурсу эксплуатации;

высокая технологичность процессов изготовления, рассчитанная на массовое производство;

надежность;

работоспособность в заданном интервале температур.

Специальные требования:

обеспечение условий эксплуатации самолета на заданном аэродроме (грунтовом или с жестким и нежестким покрытием);

размещение в убранном положении в небольших объемах;

обеспечение контроля уборки и выпуска;

обеспечение уборки и выпуска шасси в заданное время;

обеспечение минимального перемещения колес в боковом направлении при обжатии амортизатора;

обеспечение заданного радиуса разворота самолета при маневрировании;

обеспечение разворота передней, подкрыльной и хвостовой опор на заданные углы и стопорения их в нейтральном положении перед уборкой шасси;

обеспечение зазоров 20 мм в процессе уборки и выпуска шасси между элементами конструкции шасси, разношенными пневматиками и неподвижными элементами конструкции планера, а также створками;

наличие на опорах узлов, позволяющих буксировать самолет с полной взлетной массой вперед и назад.

1.2. ТИПЫ ШАССИ

Типы (схемы) шасси определяются числом опор и их положением относительно ЦМ самолета.

В настоящее время на самолетах применяются шасси четырех типов:

- трехопорное с хвостовой опорой (рис. 1.1,а);
- трехопорное с передней опорой (рис. 1.1,б);
- велосипедное с подкрыльными опорами (рис. 1.1,в);
- многоопорное (рис. 1.2).

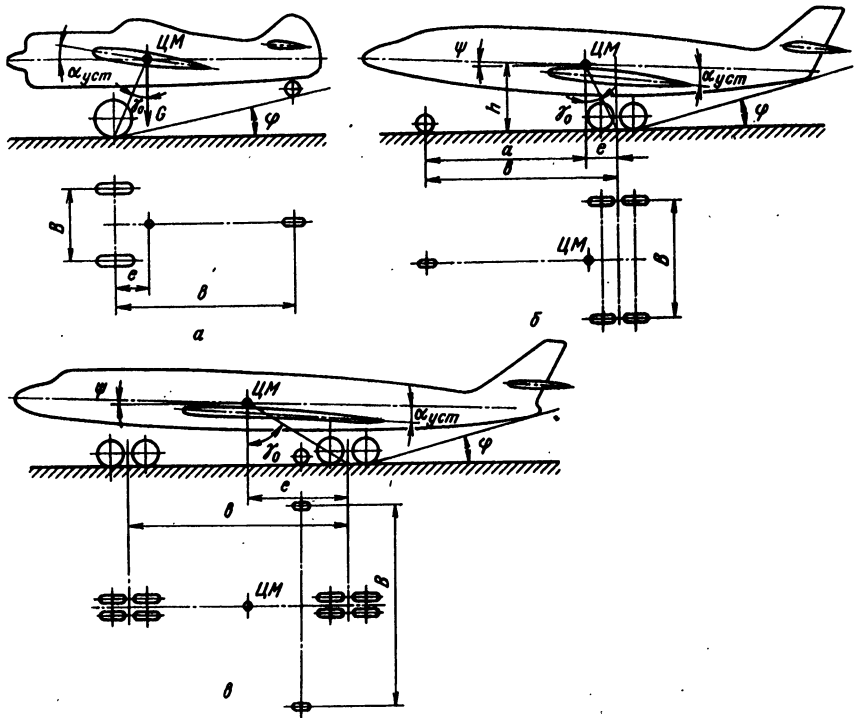


Рис. 1.1. Схемы шасси:

а, б – шасси трехопорные с хвостовой и передней опорами соответственно; в – шасси велосипедное; B – колея шасси; e – база шасси; a – расстояние между осью переднего колеса и вертикалью, проходящей через ЦМ; b – расстояние между осью основной опоры и вертикалью, проходящей через ЦМ; h – расстояние от ЦМ до ВПП; G – сила тяжести самолета; γ_0 – угол выноса основных опор; φ – угол опрокидывания; ψ – угол стояночный; $\alpha_{уст}$ – угол крыла установочный

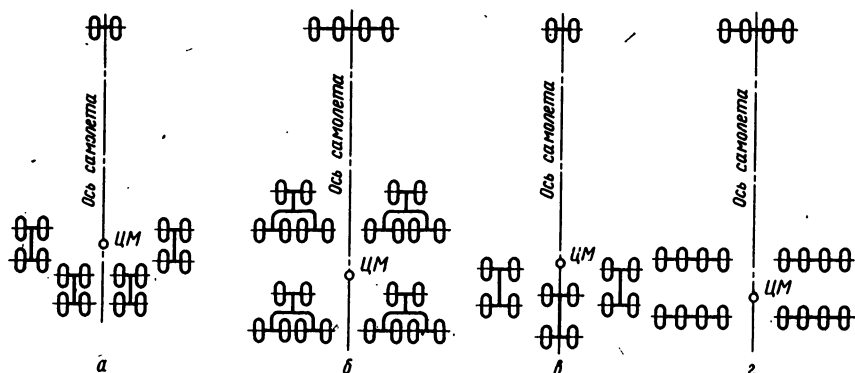


Рис. 1.2. Схема расположения колес на многоопорных шасси:

а — самолет „Боинг 747”; б — „Локхид С-5А Гэлекси”; в — Ил-86; г — Ил-76

ТРЕХОПОРНОЕ ШАССИ С ХВОСТОВОЙ ОПОРОЙ

В трехопорном шасси с хвостовой опорой основные опоры расположены перед ЦМ самолета, а хвостовая опора — за ним. Такое расположение опор шасси приводит к следующим недостаткам:

1. Приходится ограничивать посадочные скорости самолетов $v_{\text{пос}}$: пассажирских до 120 км/ч, истребителей и бомбардировщиков до 150 км/ч, сельскохозяйственных самолетов до 90 км/ч. Увеличить же эти скорости не представляется возможным, так как ошибки, допускаемые пилотами при совершении посадок самолетов с таким шасси, могут привести к неприятным последствиям.

С возрастанием $v_{\text{пос}}$ пилоту труднее выдерживать посадочную траекторию движения самолета. В момент посадки увеличивается высота парашютирования, а на участках выравнивания или выдерживания на скорости, превышающей посадочную, самолет может преждевременно коснуться ВПП основными опорами. Образующиеся при этом на опорах лобовые силы создают относительно ЦМ самолета пикирующий момент. Если этот момент больше кабрирующего момента, создаваемого оперением и силой тяжести самолета, самолет переворачивается на верхнюю часть фюзеляжа, и капотирует, опираясь на основные опоры. Если же момент лобовых сил не достаточен для капотирования, самолет под действием момента, создаваемого силой тяжести, опускает хвостовую часть фюзеляжа и переходит на большие углы атаки.

При скорости самолета больше посадочной подъемная сила крыла становится больше силы тяжести самолета. В этом случае самолет поднимается на некоторую высоту, с которой в дальнейшем из-за потери скорости парашютирует. Этот процесс называется „козлом”. Если „козел” протекает на скорости, значительно превышающей посадочную, высота парашютирования может быть

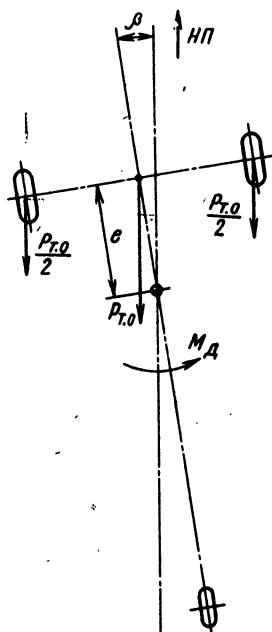


Рис. 1.3. Схема, иллюстрирующая образование дестабилизирующего момента при движении самолета на ВПП (хвостовая опора не находится в контакте с ВПП)

большой и падение с нее самолета приводит к серьезным поломкам.

Следовательно, для самолетов, имеющих шасси с хвостовой опорой, касание ВПП колесами основных опор на скорости, превышающей посадочную, является недопустимым. Нормальная посадка таких самолетов обеспечивается лишь при одновременном касании ВПП тремя опорами на скорости, равной посадочной.

Для обеспечения условий совершения такой посадки и ограничивается $v_{\text{пос}}$ до вышеприведенных значений. Уменьшение $v_{\text{пос}}$ создает условия, обеспечивающие более легкое и точное пилотирование самолетов на посадке. При малой

посадочной скорости пилоту легче совершить правильную посадку самолета на три опоры.

2. Самолеты, имеющие шасси с хвостовой опорой, не являются устойчивыми на разбеге и пробеге. На разбеге разность между силой тяги самолета G и подъемными силами крыла $P_{\text{кр}}$ и горизонтального оперения $P_{\text{го}}$ воспринимается основными опорами, относительно которых осуществляется балансировка самолета, так как хвостовая опора при этом не находится в контакте с ВПП. В процессе этого движения различного рода возмущения (боковой ветер, наезды на неровности и т. д.) вызывают разворот самолета вокруг ЦМ на угол β (рис. 1.3), а образующиеся при этом на основных опорах силы трения $P_{\text{т.о}}$ создают относительно ЦМ дестабилизирующий момент $M_{\text{д}}$, который стремится развернуть его на еще больший угол.

Дестабилизирующий момент определяется уравнением

$$M_{\text{д}} = P_{\text{т.о}} e \sin \beta,$$

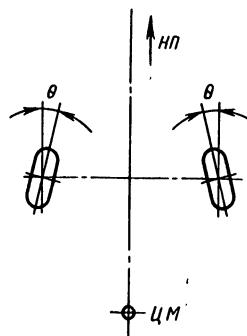
которое при подстановке в него

$$P_{\text{т.о}} = (G - P_{\text{кр}} - P_{\text{го}}) \mu,$$

где μ — коэффициент трения скольжения, приводится к виду

$$M_{\text{д}} = (G - P_{\text{кр}} - P_{\text{го}}) \mu e \sin \beta.$$

Рис. 1.4. Схема развала колес в плане



Возмущения и дестабилизирующий момент пилот парирует рулем направления, обдуваемый потоком воздуха от винта. Силы трения создают и пикирующий момент, который нарушает балансировку самолета по тангажу и усложняет пилотирование.

При действии больших возмущений пилот создает дополнительные управляющие моменты, затормаживая колесо или колеса на одной из опор на разбеге или растормаживая их на пробеге.

Силы торможения колес являются эффективным средством парирования возмущения, однако их действие приводит к увеличению длины разбега и пробега.

Некоторое увеличение путевой устойчивости таких самолетов при движении по ВПП достигается образованием угла развала колес в плане θ (рис. 1.4). При наличии угла развала, равного обычно $2 \dots 4^\circ$, самолет становится устойчивым, так как образующаяся на одной из основных опор сила трения действует против разворота, образованного возмущением. Однако это приводит к увеличению износа протектора пневматиков колес и увеличивает длину разбега из-за наличия постоянных сил трения на колесах, направленных против движения самолета.

Уменьшение дестабилизирующего действующего момента на пробеге осуществляется стопорением колес хвостовой опоры в плоскости симметрии самолета. При начавшемся развороте самолета образуется момент, направленный на парирование возмущения. На начальном участке пробега эффективно горизонтальное оперение, и создаваемая им сила прижимает хвостовую опору к ВПП, что способствует повышению устойчивости движения. На конечном участке пробега сила, создаваемая горизонтальным оперением и прижимающая хвостовую опору, пропадает, и этот участок становится самым опасным, что подтверждается практикой эксплуатации. Если в конце пробега при начавшемся развороте пилот не успевает с помощью тормозных сил создать на основных опорах нужные управляющие моменты, справиться с начавшимся разворотом не представляется возможным.

Неустойчивость самолетов с хвостовой опорой также является одним из факторов, действие которого приводит к уменьшению посадочной скорости и ограничению области применения шасси с хвостовой опорой.

Колеса на хвостовой опоре необходимо делать свободно ориентируемыми при маневрировании, иначе на ней возникнут

силы, препятствующие развороту самолета. Действие этих сил обычно приводит к разрушению пневматиков и срыву их с обода колеса.

3. Шасси с хвостовой опорой нельзя применять на самолетах с реактивными двигателями, так как таким самолетам затруднительно осуществлять разбег. До скорости, при которой становится эффективным горизонтальное оперение, пилот не имеет возможности управлять самолетом по тангажу и осуществлять его балансировку относительно основных опор, поэтому самолет может капотировать.

Следовательно, шасси с хвостовой опорой можно применять только на самолетах, которые в качестве движителя имеют винт (самолетах индивидуального пользования, сельскохозяйственных, санитарных и т. п.), т. е. на самолетах, имеющих малые посадочные скорости (70 . . . 90 км/ч), позволяющие уменьшить массу шасси с хвостовой опорой по сравнению с массой шасси с передней опорой. Горизонтальное оперение на таких самолетах обдувается потоком воздуха, отбрасываемого винтом, поэтому является эффективным и создает необходимые моменты для балансировки и управления самолетом.

ТРЕХОПОРНОЕ ШАССИ С ПЕРЕДНЕЙ ОПОРОЙ

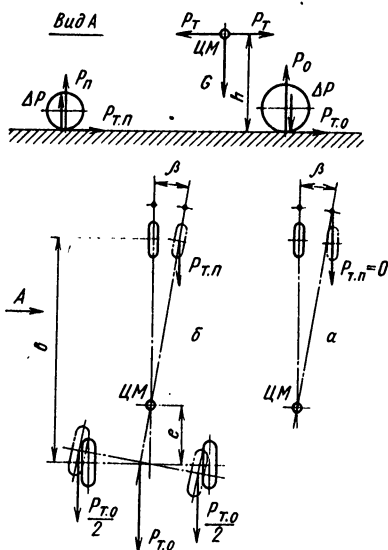
У самолетов, имеющих шасси с передней опорой, касание ВПП основными опорами не сопровождается неприятными последствиями. Под действием лобовых сил, возникающих на основных опорах, самолет опускает носовую часть и становится на все опоры. В процессе этого движения уменьшаются угол атаки и подъемная сила крыла. Если амортизаторы на основных и передних опорах должным образом поглотили энергию самолета, то он уже не имеет возможности оторваться от ВПП. Вследствие этого можно резко увеличить посадочную скорость. Эта скорость не только на военных, но и на пассажирских самолетах, эксплуатируемых на аэродромах с жестким и нежестким покрытиями, доходит до 280 км/ч и более.

Возможные ошибки пилотирования таких самолетов на посадке, связанные с увеличением посадочной скорости, не являются опасными.

Большие посадочные скорости приводят к увеличению нагрузок на шасси, а следовательно, и к необходимости увеличения его массы. Однако это оказывается выгодным, так как позволяет значительно увеличить удельную нагрузку на крыло, уменьшить его площадь и соответственно увеличить скорость полета.

Самолеты, имеющие шасси с передней опорой, из-за действия боковых сил на колеса основных опор при возмущениях являются устойчивыми на разбеге и пробеге. Колеса передней опоры должны быть свободно ориентирующимися, т. е. вращающимися около вертикальной оси, расположенной в плоскости симметрии само-

Рис. 1.5. Схема для определения устойчивости движения самолета на ВПП:
 а — самолет устойчив по курсу; б — самолет не устойчив по курсу; P_0 , P_{Π} — силы, действующие на основные и переднюю опоры соответственно; P_T — сила трения колес о ВПП суммарная



лета. Вследствие этого при действии возмущений, когда самолет разворачивается на угол β , на передней опоре не возникает сила трения $P_{T,\Pi}$, так как колесо свободно ориентируется в направлении движения (рис. 1.5, а), а сила трения $P_{T,0}$, возникающая на основных опорах, создает относительно ЦМ самолета стабилизирующий момент (рис. 1.5, б), который определяется уравнением

$$M_{ст} = P_{T,0} e \sin \beta \quad \text{или} \quad M_{ст} = (P_0 - \Delta P) e \sin \beta,$$

где ΔP — сила, возникающая на опорах из-за действия момента $P_T h$.

Расположение передней опоры перед ЦМ самолета позволяет применять реактивные двигатели.

Таким образом, можно сделать вывод, что переход от широко распространенных шасси с хвостовой опорой к шасси с передней опорой является следствием главным образом резкого увеличения посадочных скоростей самолетов и применения на них реактивных двигателей. Самолеты, имеющие шасси с передней опорой, обладают рядом следующих дополнительных преимуществ:

более простой техникой пилотирования на разбеге, посадке и пробеге;

улучшенным обзором из кабины пилота на разбеге, пробеге и при маневрировании, так как фюзеляж самолета занимает горизонтальное или близкое к горизонтальному положение;

более интенсивным торможением на пробеге. На самолетах же, имеющих шасси с хвостовой опорой, тормозные силы в начале пробега ограничиваются из-за возможности капотирования, что приводит к увеличению длины пробега;

возможностью совершать посадку с планирования без участков выравнивания и выдерживания. Такая траектория посадки применяется на самолетах, базирующихся на авианосцах, и на самолетах короткого взлета и посадки. Она дает возможность уменьшить длину ВПП, так как гашение скорости торможением

колес более эффективно по сравнению с гашением сопротивления воздуха на участках выравнивания и выдерживания. Однако следует иметь в виду, что посадка с планирования приводит к увеличению вертикальной скорости в момент посадки, увеличению нагрузок, действующих на шасси, и его массы.

Недостатком шасси с передней опорой является возможность возникновения самовозбуждения колебаний свободно ориентирующегося колеса передней опоры, которые носят название шимми. Гашение колебаний производится с помощью специально устанавливаемого гидравлического демпфера. Демпфер, гасящий шимми, при наличии на самолете системы управления поворотами передней опоры выполняет одновременно функции гидравлического силового привода этой системы. Гидравлическая система, подводящая энергию для поворота передней опоры, компенсирует возможные утечки жидкости из демпфера и этим значительно повышает надежность его работы.

ВЕЛОСИПЕДНОЕ ШАССИ С ПОДКРЫЛЬНЫМИ ОПОРАМИ И МНОГООПОРНОЕ ШАССИ

На самолетах, имеющих велосипедное шасси, передняя опора расположена перед ЦМ, поэтому они, аналогично самолетам с трехопорным шасси и передней опорой, имеют возможность совершать посадки с большими посадочными скоростями и обладают путевой устойчивостью на разбеге и пробеге.

Применение велосипедного шасси с подкрыльными вспомогательными опорами обуславливается главным образом компоновочными решениями самолета. Создание в районе ЦМ самолета отсека большой вместимости приводит к необходимости удаления от него основной опоры на значительное расстояние. При этом проходящая на нее масса самолета составляет примерно 55% массы всего самолета.

Однако применение велосипедного шасси приводит к появлению ряда существенных недостатков.

1. Требуется более высокая техника пилотирования самолета на разбеге. При достижении взлетной скорости выход самолета на взлетный угол может быть осуществлен лишь с помощью специальной системы, обеспечивающей „вздыбливание” передней опоры (увеличение ее высоты) или „приседание” задней (уменьшение ее высоты), так как горизонтальное оперение на взлетной скорости еще не обладает необходимой эффективностью и не обеспечивает балансировку самолета по тангажу относительно основной опоры, находящейся на большом расстоянии от ЦМ.

2. Увеличивается дистанция пробега самолета вследствие ограничения тормозной силы, создаваемой колесами на передней опоре, до 70% от тормозных сил основной опоры, так как силы трения передней опоры при возмущениях по курсу создают относительно ЦМ дестабилизирующий момент.

3. Возрастает масса фюзеляжа на 15...20% вследствие необходимости создания усиленных шпангоутов и бимсов в районе центрального отсека и в местах крепления шасси.

4. Масса велосипедного шасси в сравнении с массой трехопорного шасси с передней опорой получается большей из-за наличия: подкрыльных опор;

системы „вздыбливания” передней опоры или „приседания” основных опор;

более мощной системы управления поворотами передней опоры вследствие увеличения приходящейся на нее нагрузки.

5. В убранном положении подкрыльные опоры обычно не вписываются в обводы крыла и на них устанавливают обтекатели, которые увеличивают лобовое сопротивление самолета.

Вследствие отмеченных недостатков велосипедное шасси не получило широкого распространения. Оно применялось на тяжелых бомбардировщиках „Боинг В-52Н Стратофортресс”, „Мясищев 201М” и крайне редко на других самолетах.

На самолетах с многоопорным шасси передняя опора расположена перед ЦМ, и вследствие этого они обладают достоинствами и недостатками, которые присущи самолетам, имеющим трехопорную схему шасси с передней опорой (см. рис. 1.2).

1.3. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ШАССИ (ПРИВЯЗКА ОПОР С КОЛЕСАМИ К САМОЛЕТУ)

В данном разделе рассмотрены геометрические параметры, определяющие расположение опор с колесами трехопорного шасси с передней опорой относительно ЦМ. Это шасси наиболее часто применяют на современных самолетах.

Обоснования, принимаемые для определения параметров этого шасси, могут быть использованы и при определении параметров других шасси.

Определению геометрических параметров шасси должны предшествовать: расчет, определяющий положение ЦМ самолета; выполнение чертежа общего вида самолета в трех проекциях с нанесением на него ЦМ и установочного угла крыла $\alpha_{уст}$ (см. рис. 1.1,б); выбор числа опор и их типа, а также типа, размера и числа колес, устанавливаемых на них (методика определения типа, размера и числа колес, устанавливаемых на опоры, приведены в подразд. 4.3).

Геометрические параметры шасси выбирают из условий обеспечения: необходимого положения самолета в процессе посадки, минимальных дистанций разбега и пробега, а также устойчивости движения на ВПП и при маневрировании.

Основными геометрическими параметрами шасси с передней опорой являются:

b – база шасси (расстояние при виде сбоку между осями колес, установленных на передней и основных опорах);

B – колея шасси (расстояние при виде спереди между точками касания земли колесами основных опор);

e – расстояние между вертикалью, проходящей через ЦМ самолета, и осью основной опоры;

a – расстояние между вертикалью, проходящей через ЦМ самолета, и осью переднего колеса;

γ_0 – угол выноса основных опор;

φ – угол опрокидывания (угол касания хвостовой части фюзеляжа или его предохранительной опоры поверхности ВПП);

ψ – стояночный угол (угол между горизонтальной осью фюзеляжа и поверхностью ВПП).

Параметры шасси определяются при необжатых колесах и амортизаторах. Положение ЦМ самолета выбирают предельно заднее, возможное при взлете или посадке. При установке на опоры многоколесных тележек размеры отсчитываются от осей, на которых вращаются тележки. Для обеспечения необходимого положения самолета при посадке параметры шасси определяют исходя из следующих соотношений:

$$\alpha_{\text{пос}} = \alpha_{\text{с}}^{\text{max}} - \Delta\alpha;$$

$$\alpha_{\text{пос}} = \psi + \varphi + \alpha_{\text{уст}}, \quad (1.1)$$

где $\Delta\alpha$ – угол запаса, не допускающий выход самолета на критические углы атаки, при которых начинается срыв потока с крыла; $\alpha_{\text{пос}}$ – посадочный угол; $\alpha_{\text{с}}^{\text{max}}$ – угол атаки крыла, соответствующий максимальному значению коэффициента аэродинамической подъемной силы.

Значение стояночного угла ψ принимается обычно равным $0...4^\circ$. Оптимальное значение этого угла соответствует минимуму лобового сопротивления самолета на разбеге, обеспечивающему наименьшую длину разбега. На пробеге стояночный угол уменьшается, так как тормозные силы догружают переднюю опору и разгружают основные опоры. Если стояночный угол при этом становится отрицательным, дистанция пробега сокращается.

Зная значение установочного угла крыла $\alpha_{\text{уст}}$, который принимается равным углу атаки при полете на основном режиме, по уравнению (1.1) можно определить угол опрокидывания самолета φ . Для различных по назначению самолетов $\varphi = 10...18^\circ$. Наличие угла выноса основных опор γ_0 не позволяет самолетам при посадке переваливаться на хвостовую часть фюзеляжа. Этот угол определяется выражением

$$\gamma_0 = \varphi + (1...2). \quad (1.2)$$

С помощью параметров, входящих в уравнение (1.1) и (1.2) в первом приближении определяются расстояние e и h (рис. 1.1, б).

Обычно $e = (0,15...0,2) L_{c.a.x}$, где $L_{c.a.x}$ – средняя аэродинамическая хорда крыла. При этом следует иметь в виду, что при большом значении угла выноса затрудняется отрыв передней опоры во время выхода самолета на взлетный угол атаки. Увеличение угла выноса приводит к увеличению скорости и, следовательно, длины разбега. Уменьшение значения e обеспечивает легкий отрыв передней опоры, однако при малом угле выноса возможно переваливание самолета на хвостовую часть фюзеляжа, так как при посадке ЦМ самолета может зайти за точку касания колес основной опоры ВПП, когда $\varphi = 0$.

Значение e определяется условиями эксплуатации самолета во время стоянки. При определении предельно заднего положения ЦМ нужно помнить, что он не должен заходить на ось колес или тележек, установленных на основной опоре. Для пассажирских самолетов наибольшая задняя центровка имеет место при положении груза с массой 500 кг в хвостовой части, когда обслуживающий персонал с инструментом работает в районе оперения или когда при наличии задней двери в пустой самолет началась посадка пассажиров и в хвостовой части фюзеляжа сосредоточивается до 30% всего числа пассажиров. Если при этом ЦМ лежит за ось колес основной опоры, необходимо предусмотреть специальную хвостовую опору типа опоры, установленной на самолете Ил-62.

Значение a выбирают таким образом, чтобы при стоянке самолета сила тяжести, действующая на переднюю опору, составляла 6...12% от силы тяжести самолета. Из этого условия следует $a = (0,94...0,88) b$; $e = (0,06...0,12) b$.

При слишком малой нагрузке на переднюю опору ухудшается управляемость самолета при рулении. При увеличении нагрузки увеличивается масса опоры и масса носовой части фюзеляжа. Базу шасси b выбирают из условия обеспечения хороших эксплуатационных качеств самолета при маневрировании по аэродрому, и поэтому она зависит от длины фюзеляжа L_{ϕ} . Статистические данные по современным самолетам различных схем и назначений показывают, что $b = (0,3...0,4) L_{\phi}$. Если база небольшая (равна или меньше $L_{\phi}/4$), то при рулении самолет имеет значительные колебания в вертикальной плоскости, которые вызывают неприятные ощущения у пилота и пассажиров.

Высоту шасси $h_{ш}$ определяют из условий обеспечения минимального расстояния (200...250 мм) между поверхностью ВПП и конструкцией самолета: фюзеляжем, крылом, двигателями, винтами, подфюзеляжными гребнями и т.д. – при раздельном и одновременном обжатии пневматиков и амортизаторов, установленных на основных и передней опорах.

Это расстояние необходимо определять и при посадке самолета с креном, когда угол тангажа самолета γ равен посадочному уг-

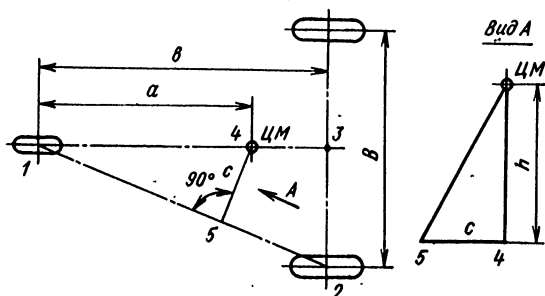


Рис. 1.6. Схема определения минимальной колеи

лу, а значение угла крена γ устанавливается равным 4° . Для самолетов с отрицательным углом поперечного низкорасположенного стреловидного V-крыла эти условия обычно и определяют $h_{ш}$.

Расчеты движения самолета при $\gamma = 4^\circ$ с учетом всех действующих сил и практика эксплуатации показывают, что при касании ВПП одной из опор возникающая на ней сила уменьшает угол крена, поэтому установленное расстояние между концом крыла и ВПП обеспечивается без обжата колес и амортизатора. Это позволяет существенно уменьшить высоту шасси. При необжатых колесах и амортизаторах следует определять и расстояние между подфюзеляжными хвостовыми гребнями и ВПП, так как силы, возникающие на основных опорах, обжимая пневматику и амортизаторы, уменьшают угол крена самолета.

Высота шасси зависит и от схемы самолета (высокоплан, среднеплан, низкоплан), места крепления шасси и компоновочных условий его размещения в убранном положении.

Колею шасси B выбирают из условия обеспечения устойчивости движения самолета по ВПП на разбеге и пробеге, а также при маневрировании во время руления. Колея B зависит главным образом от высоты ЦМ самолета, и, если колея не соответствует этой высоте, самолет в процессе движения по ВПП может опрокинуться набок (боковое капотирование). Поэтому минимальную колею шасси с передней опорой выбирают из условия предотвращения опрокидывания относительно линии 1–2, соединяющей переднюю и основную опоры (рис. 1.6). Опрокидывание будет, очевидно, невозможно, если момент Gc , создаваемый силой тяжести самолета относительно этой линии, будет больше момента, создаваемого силами трения, т. е. если

$$Gc \geq P_{\tau} h; \quad (1.3)$$

$$c \geq \mu_6 h, \quad (1.4)$$

где P_{τ} – сила трения при боковом скольжении самолета; μ_6 – коэффициент бокового трения, принимаемый при определении колеи равным 0,85.

Расстояние между передней и одной из основных опор (по линии 1-2) равняется $\sqrt{b^2 + B^2/4}$. Значение c находится из подобия треугольников 1-4-5 и 1-3-2:

$$c = \frac{aB}{2\sqrt{b^2 + B^2/4}}. \quad (1.5)$$

Подставив значение c в неравенство (1.4), после преобразования определим колею шасси B :

$$B = \frac{2hb\mu_0}{\sqrt{a^2 - h^2\mu_0^2}}. \quad (1.6)$$

Если в этом уравнении пренебречь значением $h^2\mu_0^2$ (которое мало по сравнению со значением a), в первом приближении можно принять $B \geq 2h$.

Для самолетов, имеющих большие полетные массы, колею шасси следует стараться делать больше ширины плит бетонного покрытия аэродромов. Это приводит к снижению действующей на плиты нагрузки, так как на каждую плиту в этом случае будет приходиться только одна опора самолета. Максимальная же колея шасси B не должна превышать ширины рулежной дорожки, чтобы обеспечить возможность безопасного руления самолетов.

Следует отметить, что на некоторых самолетах переднюю опору размещают не в плоскости симметрии самолета XOY , а в параллельной ей плоскости, на небольшом от нее расстоянии. Так размещены передние опоры на самолете „Трайидент“, штурмовике „Фэрчайлд-Рипаблик А-10А Тандерболт II“ и других самолетах. Смещение передних опор из плоскости симметрии позволяет при определенных условиях создать более рациональные компоновочные решения. На самолете „Трайидент“ смещение на 610 мм позволило увеличить объем багажника, расположенного под полом, позади отсека передней опоры, а на самолете „Фэрчайлд-Рипаблик А-10А Тандерболт II“ – разместить в переднем отсеке скорострельную многоствольную пушку большого калибра. Такое размещение передних опор при наличии на самолетах системы управления поворотами передней опоры практически не оказывает влияния на управление самолетом при движении на ВПП и маневрировании.

При выборе базы и колеи шасси следует определить возможность разворота самолета на 180° на ВПП аэродрома, на котором будет производиться его эксплуатация.

Глава 2. Построение кинематических схем уборки и выпуска шасси

2.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ УБОРКИ И ВЫПУСКА ШАССИ, РАСПОЛОЖЕННЫЕ В ПЛОСКОСТЯХ $ХОУ$ И YOZ САМОЛЕТА И ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ ИМ ПЛОСКОСТЯХ

Кинематические схемы уборки и выпуска шасси определяют положение выпущенного и убранного шасси; траектории движения колес (лыж) и остальных элементов конструкции при перемещении шасси из выпущенного положения в убранное; кинематические характеристики всех подвижных и неподвижных шарнирных соединений шасси; геометрические параметры механизмов уборки и выпуска шасси и створок; месторасположение замка, фиксирующего шасси в убранном положении.

Следует отметить, что при построении кинематической схемы для согласования параметров механизма уборки и выпуска и энергетической системы, обеспечивающей уборку и выпуск шасси за заданное техническими требованиями время, производят расчеты, позволяющие оценить совершенство кинематической схемы и внести в нее необходимые изменения. Методика таких расчетов рассмотрена в данной главе.

На подавляющем большинстве самолетов кинематические схемы основных опор шасси расположены в плоскостях $ХОУ$ и YOZ и параллельных им плоскостях, а кинематические схемы передних опор — в плоскости $ХОУ$.

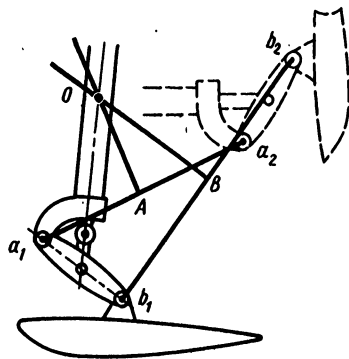
Построение таких кинематических схем основывается на одном из положений теоремы Бернулли: перемещение фигуры на плоскости из одного положения в другое можно выполнить одним поворотом около некоторого центра.

Для нахождения центра поворота на проекциях выпущенного и убранного шасси фиксируется отрезок при выпущенном шасси a_1b_1 и при убранном шасси a_2b_2 (рис. 2.1).

Пересечение перпендикуляров OA и OB , проведенных из середины отрезков, соединяющих одноименные точки отрезка на проекциях, определяет положение оси вращения опоры (точка O): $a_1A = Aa_2$; $b_1B = Bb_2$; $OA \perp a_1a_2$; $OB \perp b_1b_2$.

Для построения кинематических схем колесных шасси, когда движение из выпущенного положения в убранное осуществляется в одной плоскости, можно пользоваться обычно применяемым на практике способом (рис. 2.2). Центры колес O_1 и O_2 на проекциях

Рис. 2.1. Схема определения расположения оси вращения опор, перемещающихся в плоскостях XOY , YOZ и параллельных им плоскостях



убранного и выпущенного шасси соединяются отрезком, из середины которого восстанавливается перпендикуляр OC . Перпендикуляр является геометрическим местом точек, относительно которых перемещаются колеса из выпущенного положения в убранное и обратно. Положение оси вращения на перпендикуляре выбирается в зависимости от расположения силовых элементов планера, конструкции узла крепления, высоты и наклона опоры.

Построение таких кинематических схем и увязка их с конструкцией планера не являются трудоемкими и сложными, так как все элементы этих схем и траектории их движения лежат в одной плоскости. Конструкции отдельных элементов шасси таких кинематических схем имеют относительно простую форму и в большинстве своем симметричны.

Для примера на рис. 2.3 показана кинематическая схема основных опор самолета Ту-154, которая расположена в плоскости, параллельной плоскости симметрии самолета XOY . Особенностью кинематической схемы является поворот тележки с колесами относительно шарнира O_1 в процессе уборки и выпуска шасси, который осуществляется рычагом a_1a_2 , закрепленным на штоке гидравлического цилиндра. При передаче силы от рычага a_1a_2 к балке тележки для осуществления ее поворота стабилизирующий

амортизатор $A_{ст}$ является звеном неизменяемой длины, так как сила, при которой начинается его обжатие, больше силы, необходимой для поворота тележки.

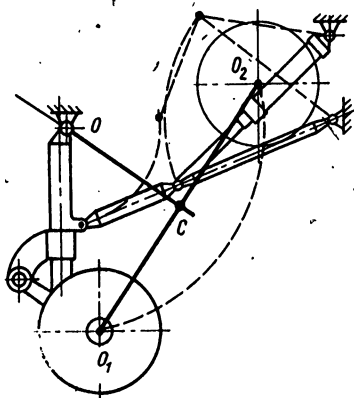


Рис. 2.2. Схема определения расположения оси вращения опоры с одним колесом

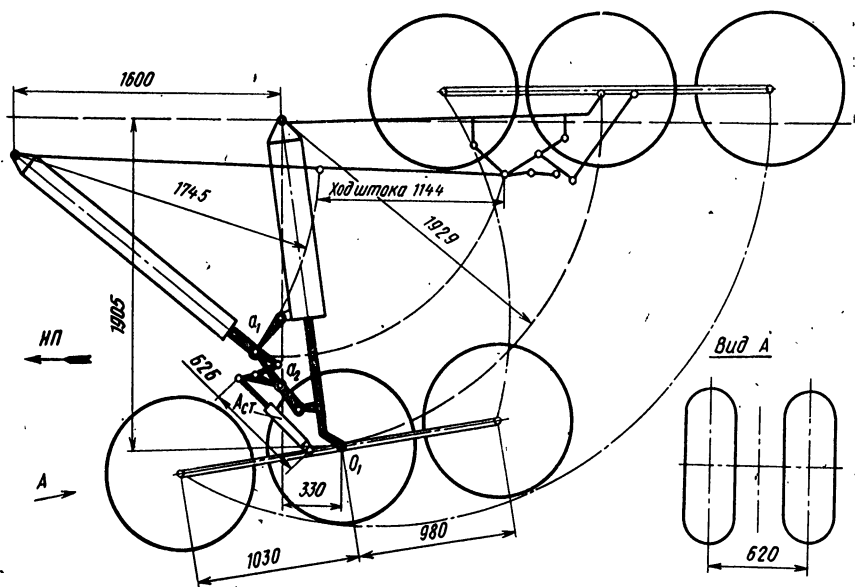


Рис. 2.3. Кинематическая схема основных опор самолета Ту-154

2.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ УБОРКИ И ВЫПУСКА ШАССИ, РАСПОЛОЖЕННЫЕ НЕ В ПЛОСКОСТЯХ $ХОУ$ И YOZ И НЕ В ПЛОСКОСТЯХ, ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ ИМ

Во многих случаях кинематические схемы, расположенные в плоскостях $ХОУ$ и YOZ самолета и плоскостях, им параллельных, не удовлетворяют требованиям уменьшения объемов, занимаемых шасси в самолете. В связи с этим на самолетах применяются кинематические схемы, в которых опоры шасси и другие элементы – силовые цилиндры, складывающиеся подкосы, колеса и т. д. – перемещаются в процессе уборки и выпуска в плоскостях, расположенных под углами к плоскостям $ХОУ$, YOZ и $ХОZ$. Множество таких схем появилось и в результате уборки основных опор шасси в фюзеляж.

При разработке подобных кинематических схем одной из основных задач является определение положения пространственной оси и нахождение на ней точки O , относительно которой вращается шасси в процессе его уборки и выпуска. Уравнения, определяющие положение оси и точки, относительно которой вращается шасси, находятся на основании теоремы Д'Аламбера: всякое перемещение тела, вращающегося около неподвижного центра, из одного положения в другое можно выполнить одним поворотом около некоторой оси, проходящей через неподвижную точку.

Рис. 2.4. Схема определения расположения оси вращения опоры, перемещающейся не в плоскостях симметрии самолета

Перемещение шасси из выпущенного положения в убранное и рассматривается как движение тела, имеющего неподвижную точку. Положение твердого тела, имеющего неподвижную точку, определяется положением двух его точек, не лежащих на прямой, проходящей через неподвижную точку.

На основании этого выпущенное и убранное положения шасси задаются точками, которые обычно располагаются для удобства построений на одной из осей крепления колеса или колес (рис. 2.4).

Выпущенное положение шасси обозначим точками $A(X_1, Y_1, Z_1)$ и $C(X_3, Y_3, Z_3)$, а убранное положение – точками $B(X_2, Y_2, Z_2)$ и $D(X_4, Y_4, Z_4)$.

В процессе уборки шасси точка A совмещается с точкой B , а точка C с точкой D . При этом движении точка A и C описывают дуги, принадлежащие окружностям, лежащим в плоскостях p и q , перпендикулярных искомой оси вращения. Радиусы этих окружностей равны расстоянию точек A и C до этой оси.

Уравнение оси вращения определяется на основании положений аналитической геометрии координатами X, Y, Z .

Хорда AB описывается уравнением

$$(X - X_1)/(X_2 - X_1) = (Y - Y_1)/(Y_2 - Y_1) = (Z - Z_1)/(Z_2 - Z_1), \quad (2.1)$$

хорда CD – уравнением

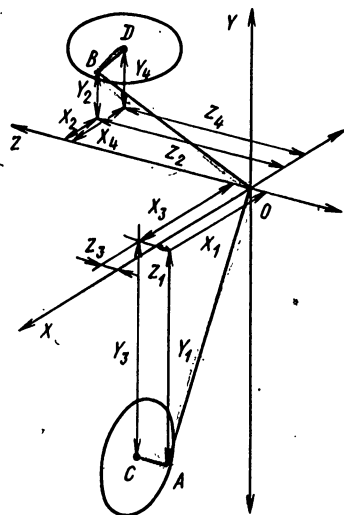
$$(X - X_3)/(X_4 - X_3) = (Y - Y_3)/(Y_4 - Y_3) = (Z - Z_3)/(Z_4 - Z_3). \quad (2.2)$$

Искомая ось вращения есть линия пересечения плоскостей, перпендикулярных этим хордам, проходящих через их середины и неподвижную точку O – начало координат.

Уравнение плоскости p , перпендикулярной хорде AB , имеет вид

$$A_1X + B_1Y + C_1Z = 0, \quad (2.3)$$

где A_1, B_1, C_1 – коэффициенты.



Уравнение плоскости q , перпендикулярной хорде CD , имеет вид

$$A_2 X + B_2 Y + C_2 Z = 0, \quad (2.4)$$

где A_2, B_2, C_2 – коэффициенты.

Для хорды AB и плоскости p условием перпендикулярности является уравнение

$$A_1 / (X_2 - X_1) = B_1 / (Y_2 - Y_1) = C_1 / (Z_2 - Z_1). \quad (2.5)$$

Для хорды CD и плоскости q условием перпендикулярности является уравнение

$$A_2 / (X_4 - X_3) = B_2 / (Y_4 - Y_3) = C_2 / (Z_4 - Z_3). \quad (2.6)$$

Из уравнений (2.1), (2.2), (2.5) и (2.6) следует, что

$$A_1 = X_2 - X_1; \quad B_1 = Y_2 - Y_1; \quad C_1 = Z_2 - Z_1;$$

$$A_2 = X_4 - X_3; \quad B_2 = Y_4 - Y_3; \quad C_2 = Z_4 - Z_3.$$

Подставив значения коэффициентов $A_1, A_2, B_1, B_2, C_1, C_2$ в уравнения (2.3) и (2.4), получим: уравнение, определяющее положение плоскости p ,

$$(X_2 - X_1) X + (Y_2 - Y_1) Y + (Z_2 - Z_1) Z = 0; \quad (2.7)$$

уравнение, определяющее положение плоскости q ,

$$(X_4 - X_3) X + (Y_4 - Y_3) Y + (Z_4 - Z_3) Z = 0. \quad (2.8)$$

Уравнения (2.7) и (2.8) определяют положение искомой оси вращения.

Для построения оси вращения уравнения (2.7) и (2.8) целесообразно представить в следующем виде:

$$X = \frac{(Y_2 - Y_1)(Z_1 - Z_3) - (Y_4 - Y_3)(Z_2 - Z_1)}{(X_2 - X_1)(Y_4 - Y_3) - (X_4 - X_3)(Y_2 - Y_1)} Z;$$

$$Y = \frac{(X_2 - X_1)(Z_4 - Z_3) - (X_4 - X_3)(Y_2 - Y_1)}{(Y_3 - Y_1)(X_4 - X_3) - (Y_4 - Y_3)(X_2 - X_1)} Z.$$

Для определения заданных значений координат точек A, B, C и D эти уравнения следует привести к виду

$$X = k_1 Z; \quad (2.9)$$

$$Y = k_2 Z, \quad (2.10)$$

где k_1 – тангенс угла наклона оси вращения к координатной плоскости XOZ ; k_2 – тангенс угла наклона оси вращения к координатной плоскости YOZ .

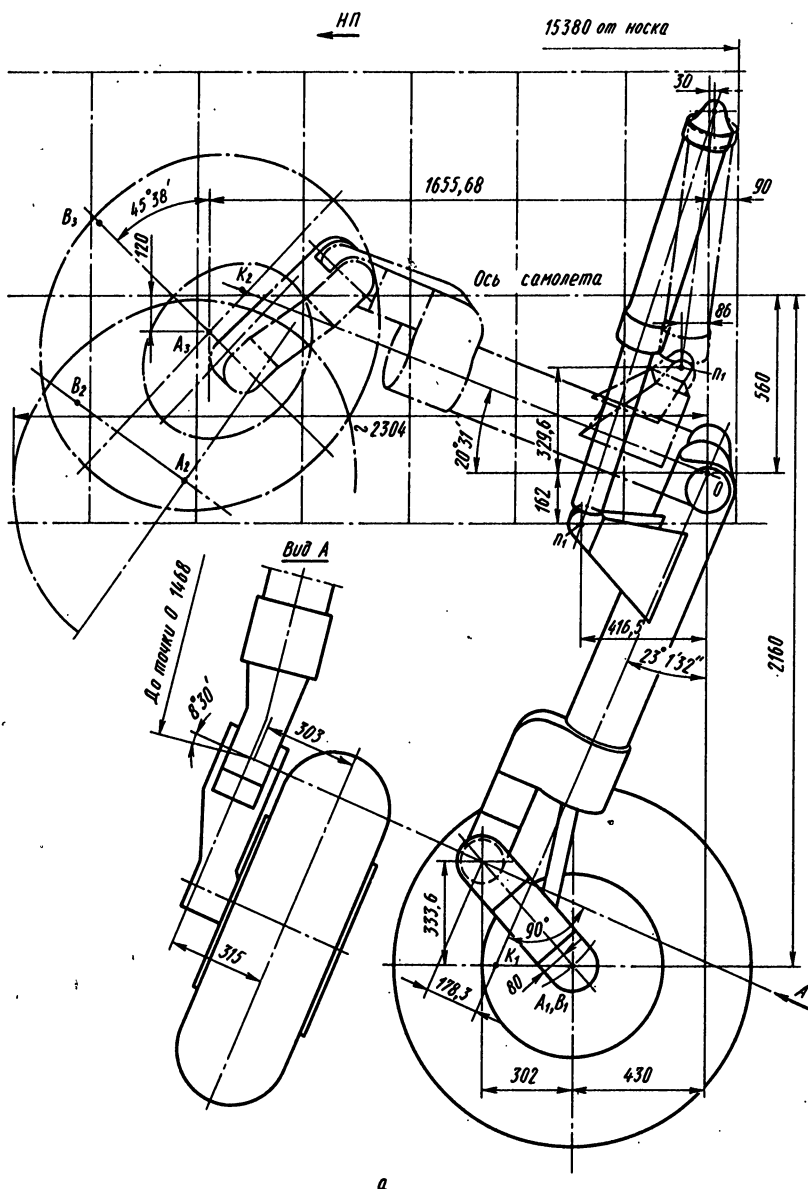


Рис. 2.5. Кинематическая схема основной опоры шасси самолета Ла-250, ось вращения которого лежит в плоскости YOZ (см. также с. 24 и 25):
 а – вид сбоку; б – вид спереди против направления полета; в – вид вдоль оси вращения по стрелке Б; A, B, K, n с индексами – точки на основных и вспомогательных проекциях

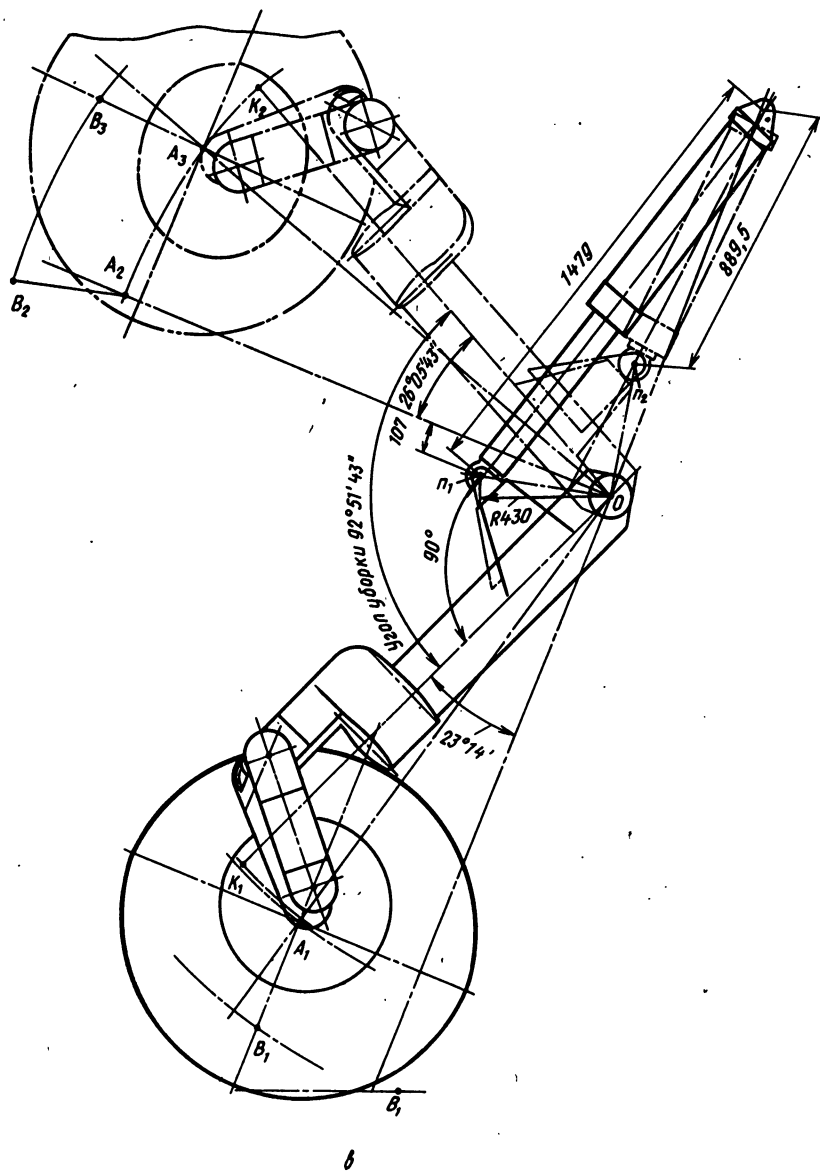


Рис. 2.5. Окончание

Уравнениями (2.9) и (2.10) пользуются для определения положения оси вращения. На рис. 2.5 показана кинематическая схема основной опоры шасси самолета Ла-250, поворот элементов которой из выпущенного положения в убранное и обратно происходит вокруг оси, расположенной в плоскости $Y_1 O_1 Z_1$, параллельной плоскости YOZ самолета. Зная координаты точек A_1 и B_1 , фиксирующих шасси в выпущенном положении, и координаты этих точек, фиксирующих шасси в убранном положении, вывести уравнение, определяющее положение оси вращения, не представляет трудностей.

Однако из приведенных на рис. 2.5 построенный видно, что определение координат точек, фиксирующих шасси в убранном положении, является довольно трудоемким и сложным процессом. Процесс этот состоит из ряда последовательных поворотов шасси относительно точки O при его движении из выпущенного положения в убранное. Когда ось поворота шасси из выпущенного положения в убранное располагается в пространстве между плоскостями $X_1 O_1 Y_1$, $X_1 O_1 Z_1$, $Y_1 O_1 Z_1$, задача построения кинематической схемы еще более усложняется. Для определения конфигураций деталей, ходов механизмов уборки и выпуска, размеров створок и т. д. на кинематических схемах строят дополнительные проекции и сечения, одноименные точки на которых обозначают буквами A, B, B и т. д. с соответствующими индексами.

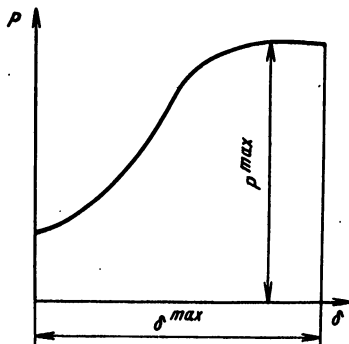
Точность, с которой определяются координаты убранного положения, должна быть высокой, так как даже небольшие погрешности в линейных размерах и углах будут приводить к большим погрешностям при решении уравнений, определяющих положение оси вращения. Поэтому при графических построениях кинематических схем на чертеже или плазе или определении их параметров с помощью ЭВМ все геометрические размеры и углы, фиксирующие шасси в выпущенном и убранном положении на основных и вспомогательных проекциях, должны определяться расчетом. Линейные размеры следует рассчитывать с точностью до одной сотой миллиметра, а углы – с точностью до одной секунды.

2.3. МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА УБОРКИ И ВЫПУСКА ШАССИ

Параметры механизма уборки и выпуска шасси определяют по зависимости $P = f(\delta)$ (рис. 2.6), где P – сила, потребная для уборки или выпуска шасси; δ – ход механизма.

Эту зависимость строят с помощью кинематической схемы. При построении зависимости силы тяжести элементов шасси (колес, амортизаторов и т. д.) увеличиваются в соответствии с эксплуатационной перегрузкой, устанавливаемой НЛГС, а аэродинамические силы определяются до скорости, при достижении которой должна закончиться уборка шасси (соответственно ограничивается скорость, при которой начинается выпуск шасси).

Рис. 2.6. Зависимость $P = f(\delta)$ при уборке шасси



При построении зависимости $P = f(\delta)$ для шасси, в которых с помощью механизмов уборки и выпуска производятся повороты и перемещения многоколесных тележек, рычагов с колесами, амортизаторов и т.д., необходимо учитывать силы, затрачиваемые на их осуществление.

На подавляющем большинстве самолетов источниками энергии, обеспечивающими уборку и выпуск шасси, являются гидравлические системы, а механизмами уборки и выпуска – гидравлические цилиндры.

Рабочая площадь поршня гидравлического цилиндра определяется по формуле

$$S = P^{\max} / (p_p \eta), \quad (2.11)$$

где $P^{\max}$ – максимальная сила (см. рис. 2.6); p_p – рабочее давление в гидравлической системе; η – коэффициент полезного действия цилиндра.

Когда цилиндры уборки и выпуска шасси устанавливаются так, что на них действуют только осевые силы, их коэффициенты полезного действия находятся в пределах 0,94 . . . 0,98.

Под рабочим давлением в гидравлической системе понимается давление, которое воздействует на рабочую площадь цилиндра в процессе уборки шасси. Оно определяется по формуле

$$p_p = p^{\max} - \Delta p,$$

где $p^{\max}$ – максимальное давление в гидравлической системе, создаваемое насосами при максимальной их подаче; Δp – потери в подводящем и отводящем трубопроводах, распределительных устройствах, фильтрах, гидравлической арматуре и т.д.

Рабочую площадь поршня цилиндра S и максимальный ход его штока $\delta^{\max}$, определяемый по кинематической схеме, используют при разработке конструкции цилиндра.

В гидравлических цилиндрах, которые производят только уборку или выпуск и не являются элементами силовой схемы, значение $\delta^{\max}$ берут с некоторым запасом. Запас хода необходим для предотвращения нагружения цилиндра при появлении деформаций в элементах силовой схемы и узлах крепления шасси к планеру, когда шасси находится в выпущенном положении и на него действуют нагрузки. Отсутствие запаса хода приводит к нагружению цилиндра силами, превышающими силы, которые

необходимы для уборки и выпуска шасси. На небольших самолетах запас хода обычно равен 5 . . . 6 мм, а на больших – иногда превышает 25 мм. Запас хода определяется упругими деформациями опор и планера. При расчете цилиндра уборки и выпуска на прочность следует учитывать силы инерции, возникающие при внезапной остановке шасси в крайних положениях, так как шасси имеют значительные массы и убираются и выпускаются с большими скоростями. Для уменьшения сил инерции в цилиндрах при подходе штоков к крайним положениям уменьшают площади проходных сечений для жидкости, что обеспечивает снижение скорости движения штоков.

Работа A , затрачиваемая цилиндром на уборку или выпуск шасси, численно равна площади, лежащей между кривой $P = f(\delta)$ и осью абсцисс (см. рис. 2.6). Она определяется интегрированием или уравнением

$$A = P^{\max} \delta^{\max} \eta_{\text{ц}}, \quad (2.12)$$

где $\eta_{\text{ц}}$ – коэффициент полноты диаграммы работы цилиндра уборки и выпуска шасси.

Коэффициент $\eta_{\text{ц}}$ показывает, на сколько работа, затрачиваемая на уборку или выпуск шасси, меньше площади прямоугольника, определяемой произведением $P^{\max}$ на $\delta^{\max}$.

2.4. МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Потребная подача насосов гидравлической системы, обеспечивающая уборку или выпуск шасси за установленное техническими требованиями время, определяется уравнением

$$\Sigma Q = S_1 \delta_1^{\max} / t + S_2 \delta_2^{\max} / t + S_3 \delta_3^{\max} / t + \dots, \quad (2.13)$$

где ΣQ – суммарная подача насосов гидравлической системы; S_1, S_2, S_3 – рабочие площади цилиндров выпуска или уборки; t – заданное время уборки или выпуска шасси.

Число членов в уравнении (2.13) определяется числом цилиндров, установленных в шасси.

Уравнение (2.13) для расчета потребной подачи насосов гидравлической системы или при заданной подаче времени уборки или выпуска шасси составлено без учета сил инерции. Однако зависимости для расчета подачи или времени уборки или выпуска шасси, полученные с учетом сил инерции, показывают, что для обычно применяемых схем шасси силы инерции практически не оказывают влияния на значения Q и t .

Для обеспечения высокой точности определения времени уборки или выпуска шасси следует обратить внимание на точность расчета потерь Δp . Исключение возможной погрешности, занижающей действительное значение потерь и увеличивающей время

Рис. 2.7. Зависимость $Q = f(p)$

уборки или выпуска, обеспечивается проливами с соответствующими расходами жидкости через подводящий и отводящий трубопроводы с распределительными устройствами, фильтрами, обратными клапанами и другими элементами, установленными в гидравлической системе шасси.

В современных гидравлических системах большей частью устанавливаются плунжерные насосы переменной подачи, характеристики которых определяются зависимостью $Q = f(p)$ (рис. 2.7), где Q – подача насоса; p – создаваемое насосом давление.

Необходимая мощность N гидравлической системы, при которой обеспечивается уборка или выпуск шасси, определяется уравнением

$$N = p^{\max} v,$$

где v – скорость уборки или выпуска шасси.

Учитывая, что

$$p^{\max} = p^{\max} S; \quad (2.14)$$

$$v \Sigma S = \Sigma Q,$$

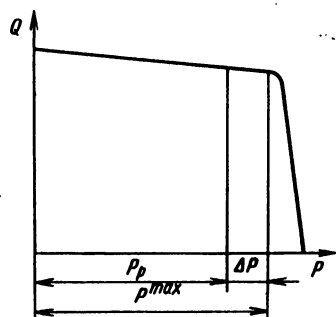
окончательно получим

$$N = p \Sigma Q. \quad (2.15)$$

Формула (2.15) показывает, что для обеспечения уборки или выпуска шасси за заданное техническими требованиями время насосы гидравлической системы должны создавать максимальное давление $p^{\max}$ и иметь суммарную подачу ΣQ .

2.5. МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВА УСТАНОВКИ ЦИЛИНДРА УБОРКИ И ВЫПУСКА ШАССИ В КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЕ

Максимальная мощность гидравлической системы, определяемая уравнением (2.15), необходима лишь в моменты, когда при зависимости $P_1 = f(\delta_1)$ создается максимальная сила $P_1^{\max}$ (график 1 на рис. 2.8). При меньших силах и этой зависимости мощность гидравлической системы будет расходоваться не полностью. Работа, затрачиваемая на уборку или выпуск шасси, как бы не устанавли-



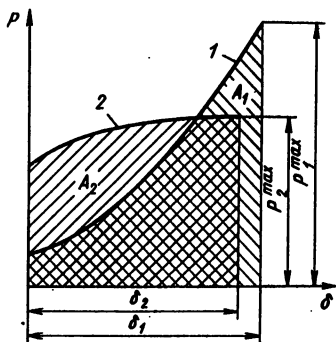


Рис. 2.8. Графики для определения совершенства установки цилиндра уборки и выпуска шасси в кинематической схеме

ливался в схему цилиндр, остается неизменной и уменьшена быть не может. Однако мощность гидравлической системы может быть уменьшена, если цилиндр уборки и выпуска установить в кинематическую схему так, чтобы работе A_2 , определяемой зависимостью $P_2 = f(\delta)$, соответствовал возможно больший коэффициент полно-

ты диаграммы $\eta_{ц2}$. Увеличение $\eta_{ц2}$ по сравнению с $\eta_{ц1}$ приводит к уменьшению силы $P_2^{\max}$, создаваемой цилиндром (график 2 на рис. 2.8) и определяемой уравнением

$$P_2^{\max} = A_2 / (\delta_2 \eta_{ц2}). \quad (2.16)$$

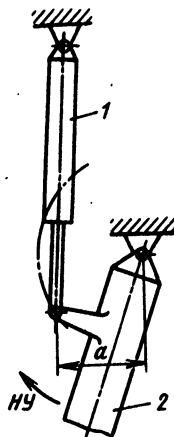
Уменьшение силы $P_2^{\max}$ приводит согласно уравнениям (2.14) к уменьшению рабочей площади цилиндра S и соответственно потребной подачи насосов, определяемой уравнением (2.13). При этом уменьшается масса гидравлической системы из-за уменьшения массы насосов, цилиндров, распределительных устройств, арматуры, трубопроводов и т. д., а также массы жидкости, заполняющей систему.

Аналогичное уменьшение массы будет достигнуто и при применении электромеханической системы уборки и выпуска шасси.

Следовательно, коэффициент полноты диаграммы работы цилиндра уборки и выпуска шасси $\eta_{ц}$ является показателем совершенства его установки в кинематической схеме.

Значение $\eta_{ц}$, близкое к единице, свидетельствует о том, что параметры цилиндра уборки и выпуска и энергетической системы являются близкими к оптимальным. Для увеличения $\eta_{ц}$ цилиндр уборки и выпуска следует устанавливать в кинематическую схему так, чтобы с увеличением шарнирного момента, создаваемого силами сопротивления относительно оси уборки, увеличивалось и плечо a силы, которая создается цилиндром (рис. 2.9).

Рис. 2.9. Схема рациональной установки гидравлического цилиндра в кинематической схеме: 1 — цилиндр; 2 — стойка; a — плечо силы цилиндра, на котором создается момент для уборки



Коэффициент $\eta_{ц}$ является показателем, с помощью которого производится анализ схем шасси и энергетических систем, обеспечивающих энергией цилиндры уборки и выпуска, и выбираются параметры цилиндра и энергетической системы, близкие к оптимальным.

Глава 3. Классификация убирающихся шасси и их конструкции

3.1. ПРИЗНАКИ КЛАССИФИКАЦИИ

Со времени появления на самолетах убирающихся шасси были созданы разнообразные конструкции, имеющие различные силовые и кинематические схемы. Однако в технической литературе имеются описания шасси крайне ограниченного числа самолетов.

Не имея достаточного опыта проектирования, довольно трудно разобратся в многообразии силовых и кинематических схем шасси и найти для данных условий наиболее целесообразное решение.

Изучение убирающихся шасси может быть значительно облегчено, если его вести на основе классификации, позволяющей систематизировать схемы по определенным признакам. Без классификации сложно определить положительные и отрицательные свойства, присущие определенным группам конструкций и отдельным схемам, и разработать рекомендации для проектирования.

Изучение большого числа убирающихся шасси, используемых на отечественных и зарубежных самолетах, позволило установить, что их силовые и кинематические схемы обладают рядом характерных свойств:

1. Опоры шасси выполняются по балочной схеме (рис. 3.1). Балка является элементом конструкции, воспринимающим все виды действующих на нее нагрузок: растяжения, сжатия, перерезывающие силы, изгибающие и крутящие моменты.

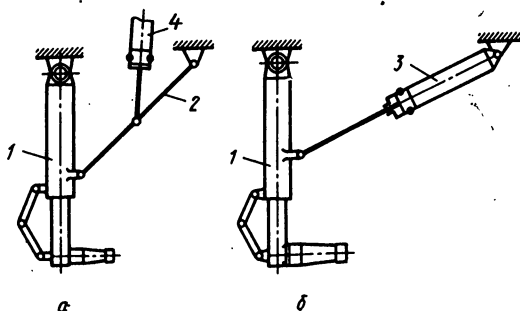


Рис. 3.1. Балочная схема шасси:

а — со складывающимся подкосом; б — с подкосом изменяемой длины; 1 — балка; 2 — подкос складывающийся; 3 — подкос изменяемой длины; 4 — подкос нулевой

В большинстве конструкций балка в средней части подкрепляется подкосами, один из которых для обеспечения уборки и выпуска складывается или изменяет свою длину. В некоторых конструкциях балка выполняется в виде консольно-телескопического амортизатора, на штоке которого закрепляется колесо, несколько колес или многоколесная тележка. В ряде конструкций колеса крепятся к балке с помощью рычага, а амортизатор размещается внутри балки или снаружи.

Для подавляющего большинства конструкций выбор балочной схемы объясняется тем, что балка дает возможность объединить и сблизить основные части шасси: амортизатор, колеса, рычаги, тележку, механизмы разворота тележек и колес и т. д., а это упрощает уборку шасси и уменьшает площади створок, закрывающих шасси в убранном положении, и их число.

2. Балка в большинстве схем вращается относительно неподвижной оси, а вращение остальных кинематических звеньев происходит относительно осей, параллельных оси балки, что позволяет упростить конструкции шарниров.

3. Силовые схемы шасси при нагрузках, действующих в плоскостях уборки и выпуска, являются по законам строительной механики статически определимыми системами.

Это свойство обуславливается тем, что при расчете на прочность статически определимой системы учет деформаций конструкции и зазоров в подвижных шарнирах и неподвижных соединениях, которые со временем увеличиваются из-за износа, практически не оказывает влияния на распределение сил.

Для статически неопределимой системы учет всех перечисленных факторов представляет, во-первых, весьма сложную расчетную задачу, а во-вторых, всегда приводит к увеличению массы конструкции.

4. Согласно теории механизмов и машин большинство схем шасси образуют в процессе уборки или выпуска четырехзвенные механизмы или четырехзвенные шарнирные механизмы с присоединением к ним по классификации Ассура-Артоболевского двухповодковых и трехповодковых групп, которые служат для обеспечения геометрической неизменяемости силовых схем, а также для поворота и перемещения колес относительно балки, позволяющих уменьшить объемы, занимаемые шасси в убранном положении.

Рассмотренные свойства убирающихся шасси дают возможность выделить определенные признаки и на их основании классифицировать этот класс конструкций. Такими признаками являются:

1. Способы обеспечения геометрической неизменяемости силовых схем конструкций.

Характеристики шасси в выпущенном положении, когда все его звенья, за исключением амортизатора, находятся в неподвижном состоянии, определяются законами строительной механики.

2. Включение механизмов уборки и выпуска в силовые схемы согласно законам строительной механики.

3. Способы создания кинематических схем шасси.

В процессе уборки и выпуска, когда конструкция шасси перемещается в пространстве из одного крайнего положения в другое, ее характеристики определяются законами теории механизмов и машин.

По предлагаемой классификации все конструкции убирающих шасси самолетов разделены на четыре группы. На всех схемах шасси, приведенных на рисунках, даны одинаковые обозначения:

шарниры узлов крепления шасси к планеру обозначаются арабскими цифрами (арабские цифры, обозначающие другие элементы, расшифрованы);

механизм уборки и выпуска обозначается заглавными буквами русского алфавита A_1 и B_1 , при наличии в схеме второго механизма уборки и выпуска он обозначается буквами A_2 и B_2 ;

замки, обеспечивающие геометрическую неизменяемость силовой схемы, обозначаются надписью „замок”;

опорная балка шасси обозначается буквами В и Г. Когда опорная балка состоит из двух частей, одна ее часть обозначается буквами В и Г, а другая часть – буквами Г и Д (буквы В, Г, Д, обозначающие другие элементы, расшифрованы).

3.2. ПЕРВАЯ КЛАССИФИКАЦИОННАЯ ГРУППА ШАССИ

К первой классификационной группе относятся шасси (рис. 3.2), в которых:

1. Геометрическая неизменяемость силовых схем при выпущенном положении шасси обеспечивается нулевыми стержнями с замками или замками, устанавливаемыми в складывающиеся подкосы.

2. Гидравлические цилиндры уборки и выпуска шасси не являются элементами силовых схем шасси.

Опорная балка и обе части складывающегося подкоса в процессе уборки и выпуска шасси образуют четырехзвенный шарнирный механизм с присоединенными к нему двух- и трехпроводковыми группами.

Шасси, относящиеся к первой классификационной группе, получили наибольшее распространение в начальный период создания конструкций убирающихся шасси.

Первые самолеты с убирающимися шасси начинают эксплуатировать в начале тридцатых годов. Несовершенство первых конструкций убирающихся шасси было причиной большого числа аварий самолетов. Шасси отказывали на взлетах и при посадках, было много случаев невыпуска шасси при заходе на посадку и неубирания их в полете. На отработку убирающихся шасси как на опытных, так и на серийных самолетах затрачивалось много времени.

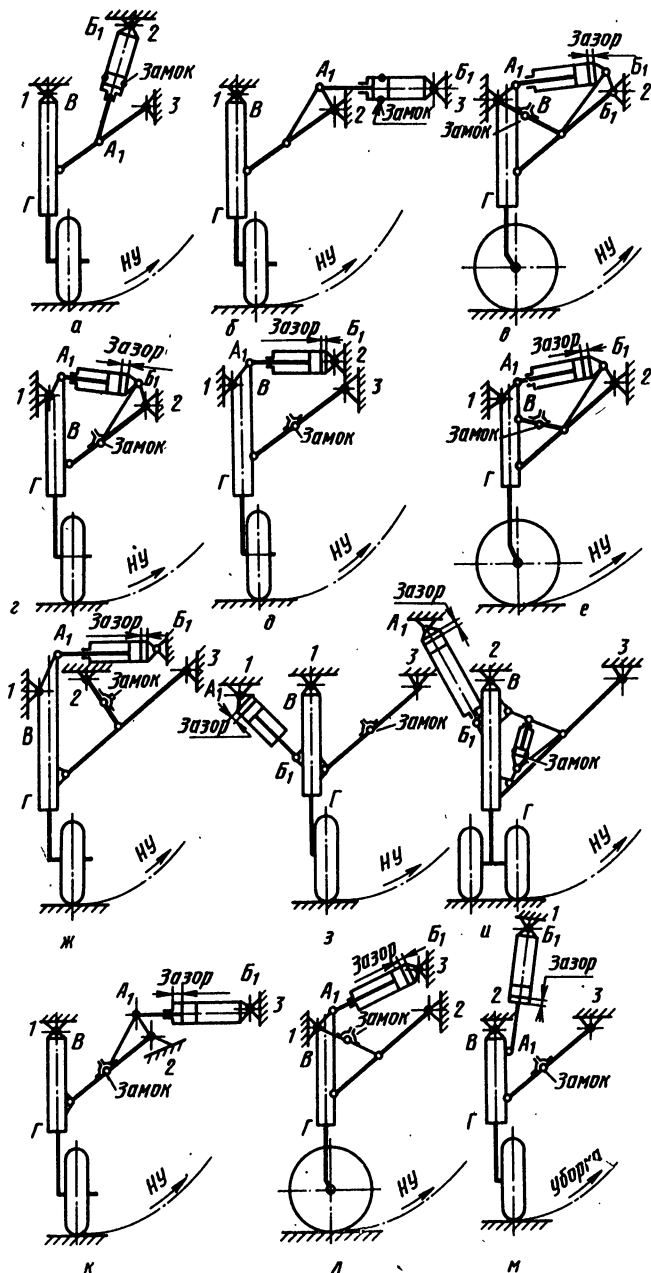


Рис. 3.2. Схемы шасси первой классификационной группы:

а, б, в, г, д, е, ж, з, и, л — с нулевыми стержнями с замками; е, д, з, к, м — с замками, устанавливаемыми в складывающиеся подкосы

Большинство дефектов в конструкциях убирающихся шасси были следствием установки гидравлических цилиндров уборки и выпуска в элементах силовой схемы шасси и отсутствия надежных механических замков, работающих под нагрузками и обеспечивающих геометрическую неизменяемость силовых схем. На основе анализа опыта эксплуатации первых самолетов с убирающимися шасси были сформулированы требования, которым должны отвечать их конструкции.

Одно из этих требований формулировалось следующим образом: гидравлические цилиндры уборки и выпуска и механические замки, фиксирующие шасси в выпущенном положении и обеспечивающие геометрическую неизменяемость силовой схемы, нельзя устанавливать в его силовых звеньях. Аналогичные требования к конструкциям убирающихся шасси предъявлялись за рубежом.

Ограничения, налагавшиеся этими требованиями на выбор схем убирающихся шасси, привели к тому, что на подавляющем большинстве отечественных и зарубежных самолетов в начальный период эксплуатации конструкции убирающихся шасси были выполнены по схемам первой классификационной группы, которые удовлетворяли предъявленным требованиям. Шасси, относящиеся к первой группе, получили самое широкое распространение на боевых самолетах во вторую мировую войну.

Различные комбинации расположения силовых подкосов, нулевых стержней и гидравлических цилиндров уборки и выпуска шасси относительно опорной балки позволили создать множество разнообразных схем этой классификационной группы. Характерной особенностью схем этой группы является то, что силы, действующие на замки, обеспечивающие геометрическую неизменяемость силовых схем, значительно меньше сил, действующих на силовые подкосы.

Рациональными схемами шасси этой группы являются схемы, в которых:

шасси крепят к силовым элементам каркаса планера с помощью небольшого числа узлов, что позволяет снизить массу материала, затрачиваемого на усиление каркаса планера (см. схемы *в*, *г*, *е*, рис. 3.2);

гидравлические цилиндры уборки и выпуска шасси имеют возможно большие значения коэффициента полноты диаграммы работы (см. подразд. 2.3), что позволяет на самолетах с большими массами (как пассажирских, так и военных) уменьшить массу систем, обеспечивающих энергией эти цилиндры (см. схемы *в*, *г*, *д*, *е*, *ж*, *л*, *м*, рис. 3.2).

Недостатками схем *а* и *б* (см. рис. 3.2), получивших распространение, являются:

1. Сложность определения значений расчетных сил, воспринимаемых цилиндрами A_1 , B_1 при нагружениях шасси, которые зависят от деформаций силовых элементов, узлов креплений и от зазо-

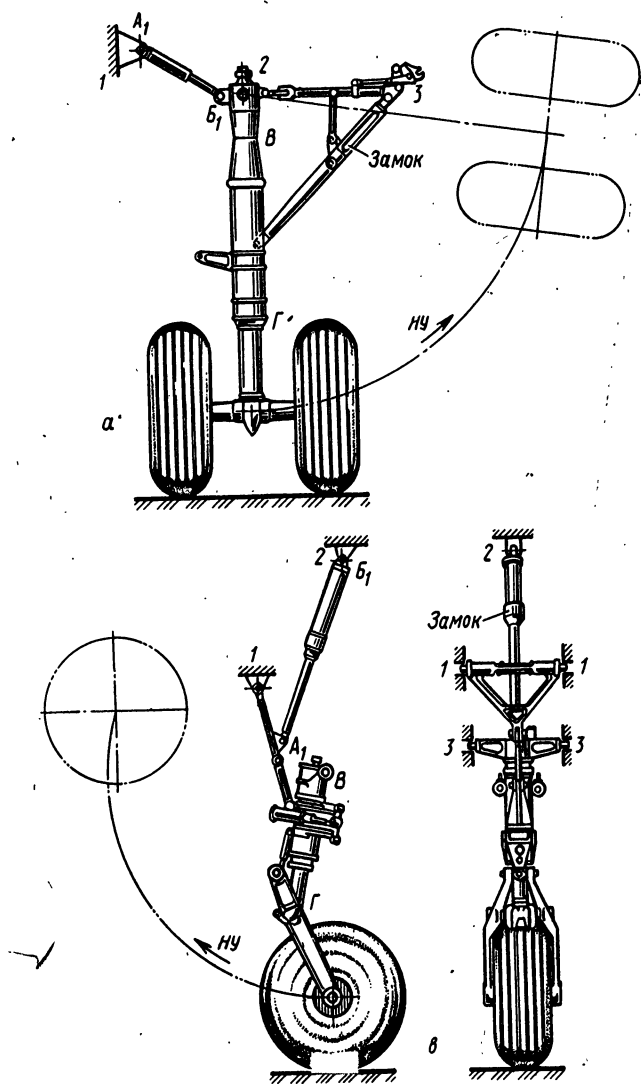


Рис. 3.3. Конструктивные решения шасси первой классификационной группы (см. также с. 38):

а — опора основная самолета „Боинг 737”; **б** — опора основная самолета „Эрбас Индастри А310”; **в** — опора передняя самолета Су-7; **г** — опора передняя опытного самолета; **д** — опора передняя самолета Як-40

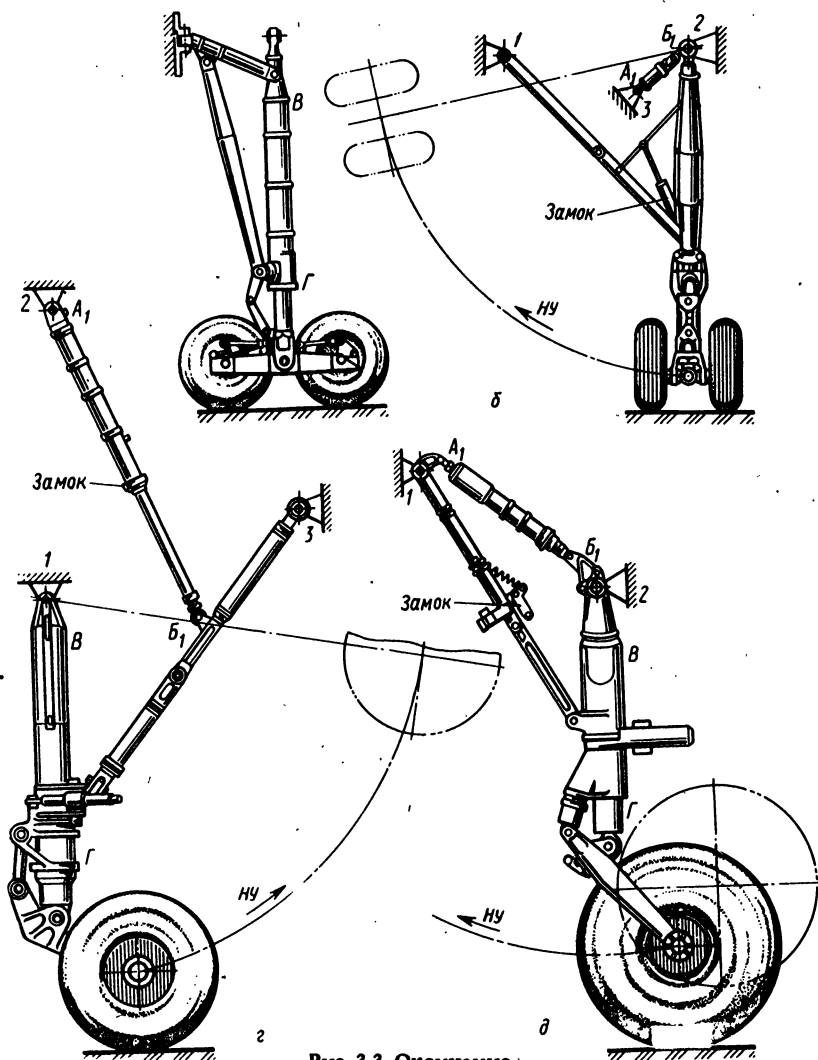


Рис. 3.3. Окончание

ров в шарнирах. Точность трудоемких и сложных расчетов по определению этих сил, как показывает практика, не всегда удовлетворительна.

2. Низкие значения коэффициентов полноты диаграмм работы цилиндров уборки и выпуска шасси, которые влекут за собой увеличение мощностей энергетических систем и соответствующее увеличение их массы.

Примеры конструктивных решений убирающихся шасси, соответствующих первой классификационной группе, показаны на рис. 3.3.

3.3. ВТОРАЯ КЛАССИФИКАЦИОННАЯ ГРУППА ШАССИ

Ко второй классификационной группе относятся шасси, в которых:

1. Геометрическая неизменяемость силовых схем в выпущенном положении обеспечивается замками, прикрепляющими балки или подкосы шасси непосредственно к планеру.

2. Гидравлические цилиндры уборки или выпуска не являются элементами силовых схем шасси.

3. Звенья шасси в процессе уборки или выпуска образуют четырехзвенный шарнирный механизм или четырехзвенный механизм с присоединенными к нему двухповодковыми и трехповодковыми группами.

Недостатком схем шасси этой группы (рис. 3.4), в которых уборка шасси производится против направления полета, является возможность отказа замка, запирающего шасси в выпущенном положении, вследствие воздействия на него пыли, песка, снега, льда и т. д. Когда уборка шасси производится в направлении полета, геометрическая неизменяемость в некоторых случаях обеспечивается и при незакрытых замках лобовыми и вертикальными силами, действующими на шасси в процессе посадки и пробеге.

Примеры конструктивных решений убирающихся шасси второй классификационной группы приведены на рис. 3.5.

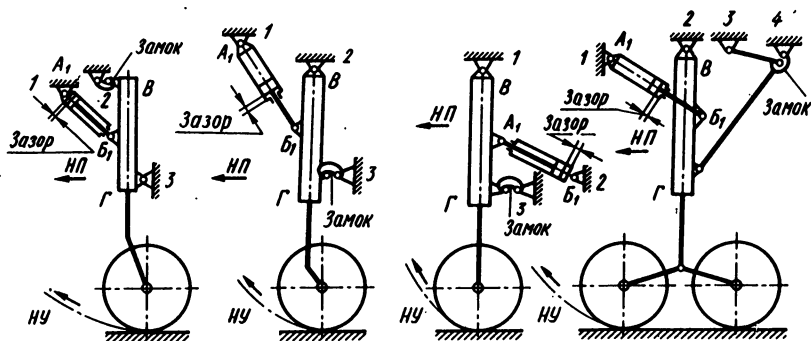


Рис. 3.4. Схемы шасси второй классификационной группы

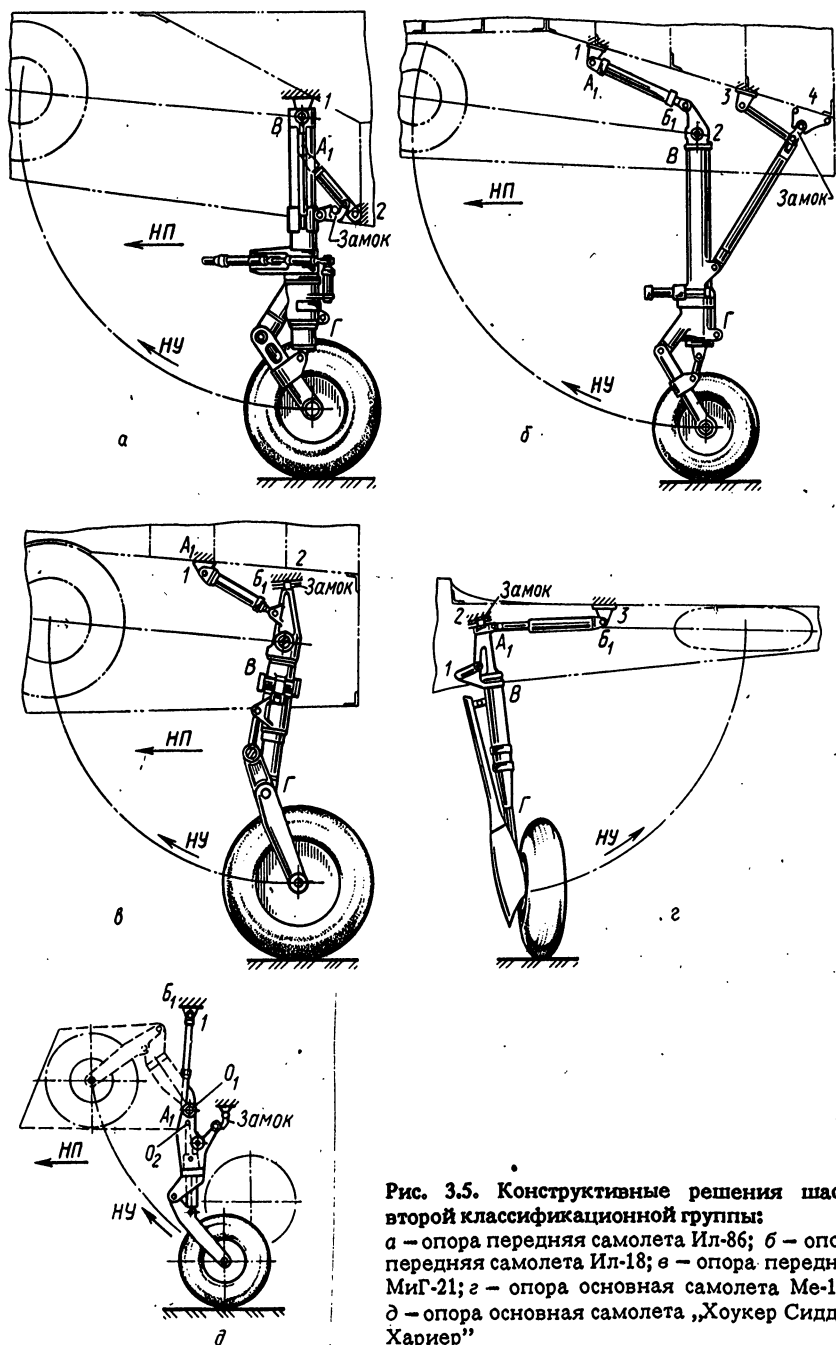


Рис. 3.5. Конструктивные решения шасси второй классификационной группы:
а – опора передняя самолета Ил-86; б – опора передняя самолета Ил-18; в – опора передняя МиГ-21; д – опора основная самолета Ме-109; е – опора основная самолета „Хоукер Сиддли Харриер”

3.4. ТРЕТЬЯ КЛАССИФИКАЦИОННАЯ ГРУППА ШАССИ

К третьей классификационной группе относятся шасси, в которых:

1. Геометрическая неизменяемость силовых схем при выпущенном положении шасси обеспечивается механическими замками, установленными в гидравлических цилиндрах уборки и выпуска.

2. Гидравлические цилиндры уборки или выпуска являются силовыми стержнями силовых схем.

По законам строительной механики механизмы уборки и выпуска являются силовыми стержнями, воспринимающими действующие на шасси нагрузки.

3. Звенья шасси в процессе уборки или выпуска образуют четырехзвенные механизмы с присоединенными к ним двухпроводковыми и трехпроводковыми группами, перемещающими колеса и тем самым уменьшающими объемы, занимаемые шасси в убранном положении.

Шасси этой группы (рис. 3.6) обладают следующими достоинствами:

малым числом силовых элементов (два элемента: опорная балка и силовой гидравлический цилиндр – подкос, который является одновременно цилиндром уборки и выпуска);

малым числом шарниров (три шарнира);

малым числом узлов (два узла);

защищенностью механических замков от воздействия песка, пыли, воды, льда и т. д.;

отсутствием влияния на расчетные силовые схемы деформаций и зазоров в узлах и шарнирах, что приводит к уменьшению массы конструкции из-за возможности более точного определения расчетных сил, действующих в элементах шасси;

резервированием механических замков, расположенных в гидравлических цилиндрах, гидравлическими замками;

большой надежностью конструкций, которая достигается благодаря уменьшению числа деталей, защищенности механических замков и меньшей трудоемкости профилактических работ при эксплуатации.

Общим недостатком, присущим шасси третьей группы, является переразмерность энергетических систем, обеспечи-

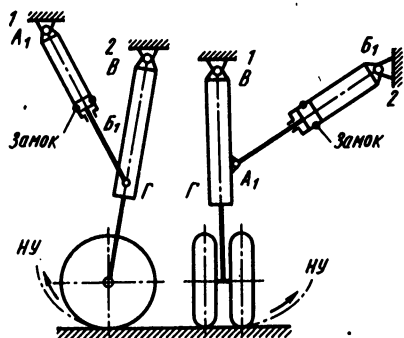


Рис. 3.6. Схемы шасси третьей классификационной группы

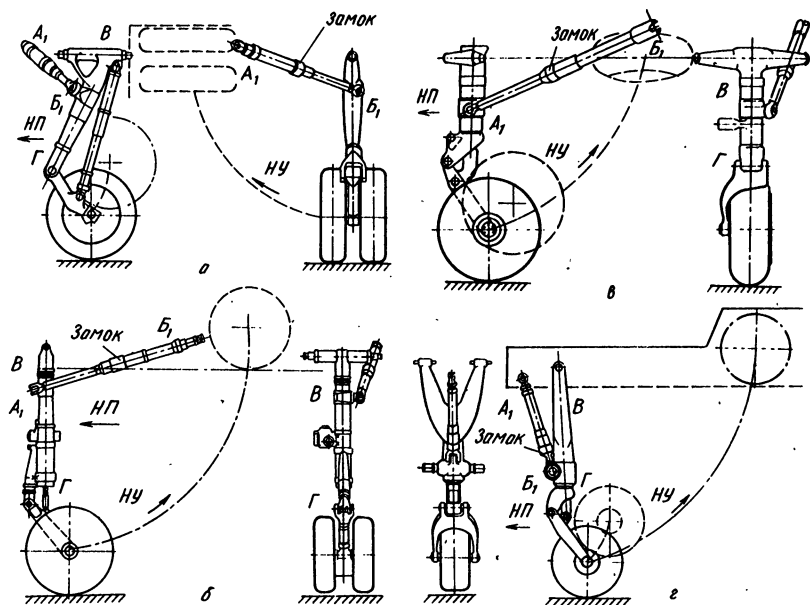


Рис. 3.7. Конструктивные решения шасси третьей классификационной группы: а — опора основная самолета; б, в, г — опоры передние различных самолетов

вающих энергией гидравлические цилиндры уборки, из-за необходимости резкого увеличения их мощностей на конечном участке уборки. При подходе к убранному положению потребные моменты для уборки шасси увеличиваются, а плечи приводов относительно оси уборки соответственно уменьшаются.

Приоритет в создании конструкций шасси третьей классификационной группы принадлежит отечественному самолетостроению. Впервые механизм уборки и выпуска в виде гидравлического цилиндра с механическим шариковым замком, одновременно являвшимся и звеном силовой схемы, был установлен на самолете ЛаГГ-3 в 1941 г.

Примеры конструктивных решений шасси третьей классификационной группы приведены на рис. 3.7.

3.5. ЧЕТВЕРТАЯ КЛАССИФИКАЦИОННАЯ ГРУППА ШАССИ

К четвертой классификационной группе относятся шасси, в которых:

1. Геометрическая неизменяемость силовых схем при выпущенном положении шасси обеспечивается способами, применяемыми в шасси первой, второй и третьей классификационных групп (рис. 3.8).

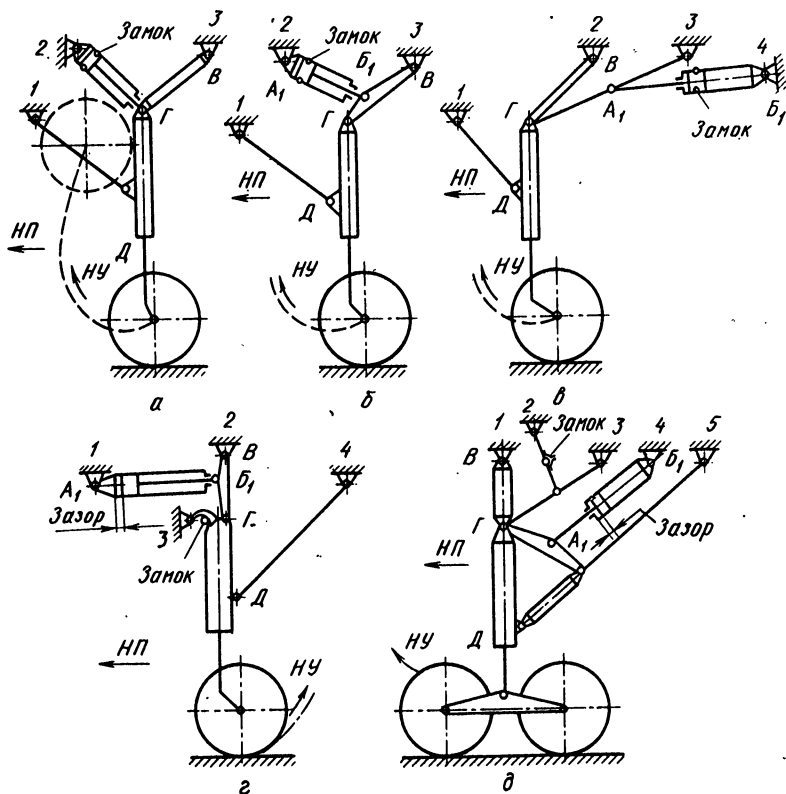


Рис. 3.8. Схемы шасси четвертой классификационной группы:

а, б – геометрическая неизменяемость создается по законам третьей классификационной группы; в, д – геометрическая неизменяемость создается по законам первой классификационной группы; г – геометрическая неизменяемость создается по законам второй классификационной группы

2. Опорные балки состоят из двух частей (части ВГ и ДГ в схемах).

3. Звенья шасси в процессе уборки и выпуска образуют четырехзвенный шарнирный механизм с присоединенными к нему двухповодковыми и трехповодковыми группами.

4. Гидравлические цилиндры уборки и выпуска шасси в зависимости от места их установки могут быть силовыми или нулевыми стержнями.

Схемы этой группы применяют, когда шасси имеет большую высоту. Использование в таких случаях схем других групп приводит к увеличению объемов, занимаемых шасси в самолете. Однако следует иметь в виду, что выигрыш в объеме приводит к утяже-

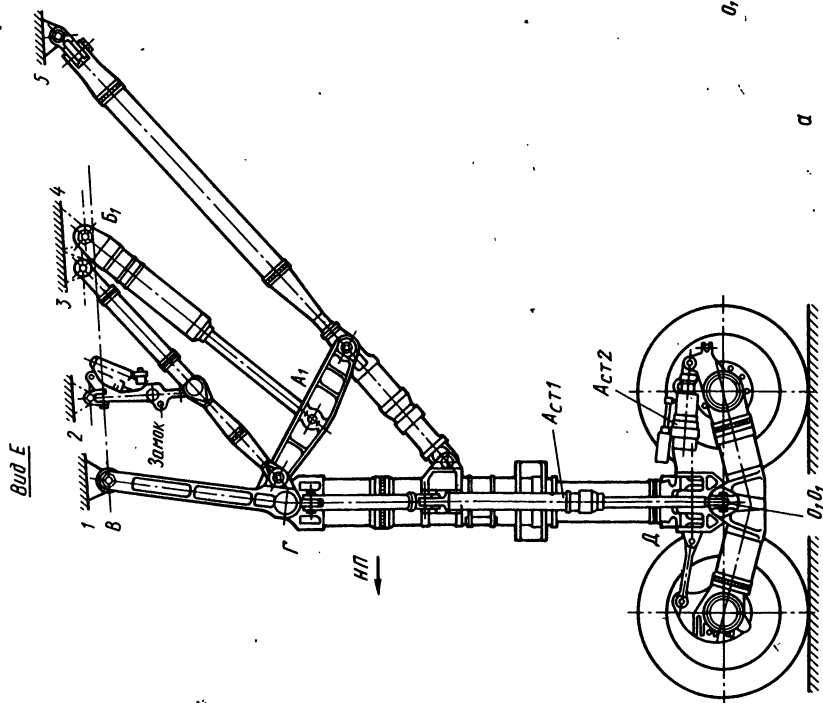


Рис. 3.9. Конструктивные решения пласти четвертой классификационной группы:

а — опоры основных самолета Ту-144; А ст1 и А ст2 — стабилизирующие амортизаторы; б — передняя опора самолета „Дассо Мираж G”

лению конструкции, так как деление подкосной балки на две части увеличивает число шарниров, узлов и силовых элементов.

Примеры конструктивных решений шасси четвертой классификационной группы приведены на рис. 3.9.

3.6. СПОСОБЫ УСТАНОВОК КОЛЕС В СХЕМЫ ШАССИ

В данном подразделе рассмотрены различные способы установок колес в схемы шасси и показано, что при установке колес шасси не меняют своих классификационных признаков. В настоящее время на передних опорах устанавливается не более четырех колес, а на одной основной опоре – не более восьми. Это объясняется тем, что при установке на опоры большего числа колес затрудняется их размещение при убранном положении шасси.

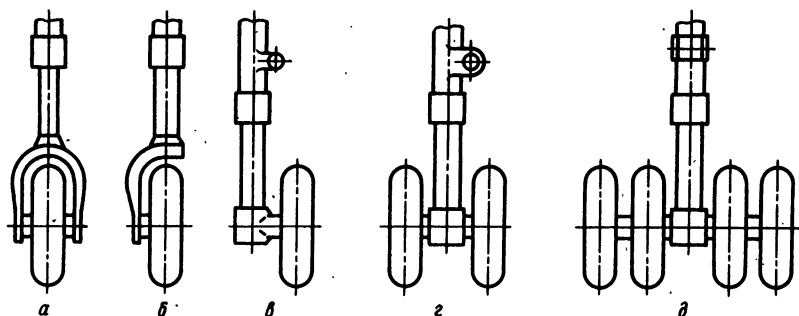


Рис. 3.10. Схемы установки колес на консольно-телескопических амортизаторах: а – в вилке; б – в полувилке; в – на полуоси; г, д – на двух полуосях

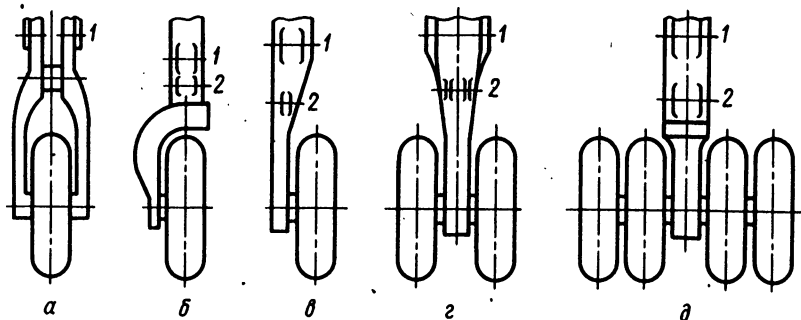


Рис. 3.11. Схемы установки колес на рычагах: а – на двух рычагах; б – на рычаге в виде полувилки; в – на рычаге с полуосью; г, д – на рычаге с двумя полуосями; 1, 2 – проушины для крепления рычагов к амортизаторам и балкам

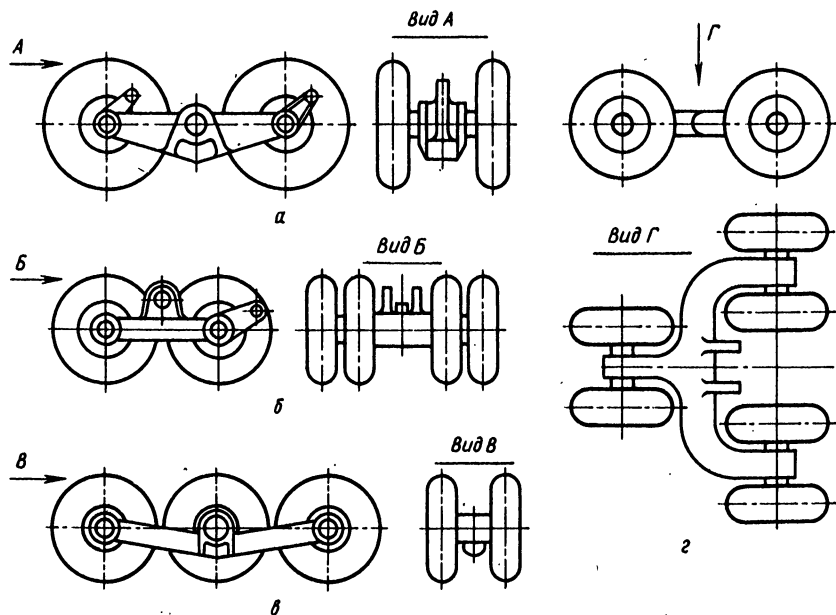


Рис. 3.12. Схемы установки колес:

а — тележка с двумя осями и четырьмя колесами; **б** — тележка с двумя осями и восьмью колесами; **в** — тележка с тремя осями и шестью колесами; **г** — тележка с двумя осями и шестью колесами

На рис. 3.10 приведены схемы установки колес на консольно-телескопических амортизаторах, а на рис. 3.11 — на рычагах при применении других видов амортизаторов. На рис. 3.12 приведены схемы установки колес на параллельных осях многоколесных тележек. Наибольшее распространение получили тележки с двумя осями, на которых устанавливаются четыре колеса (рис. 3.12, а). Восемь колес устанавливаются на двухосной тележке самолетов Ту-144, „Шорт SC.5 Белфаст“, „Хендли Пейдж HP88“ и др. (рис. 3.12, б). Трехосная тележка с шестью колесами устанавливается на самолете Ту-154 (рис. 3.12, в) и двухосная тележка с шестью колесами — на самолете „Локхид С-5А Гэлэкси“ (рис. 3.12, г).

Приведенные схемы установки колес могут быть применены в схемах шасси любой классификационной группы, и они не оказывают влияния на принятые классификационные признаки шасси.

3.7. СПОСОБЫ УСТАНОВКИ АМОРТИЗАТОРОВ В СХЕМЫ ШАССИ

В настоящее время основными амортизаторами, применяемыми в шасси, являются:

1. Консольно-телескопический амортизатор (рис. 3.13, а).

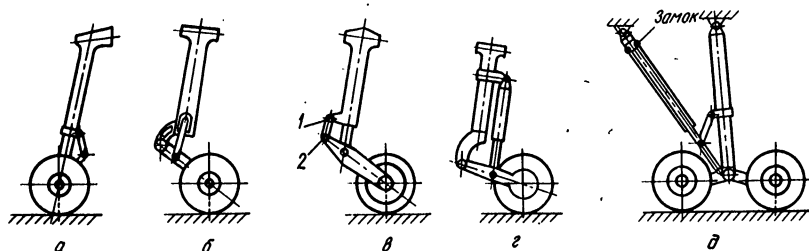


Рис. 3.13. Конструкции амортизаторов основных видов:

а – консольно-телескопического; **б** – рычажного; **в** – полурычажного; **г** – выносного; **д** – качающегося консольно-телескопического

2. Рычажный амортизатор (рис. 3.13, б). При приложении нагрузок к колесам шток рычажного амортизатора, соединяющий рычаг, на котором крепятся колеса, с поршнем амортизатора, нагружается, если не учитывать силы трения в шарнирах, только сжимающими и растягивающими силами.

3. Полурычажный амортизатор (рис. 3.13, в). При действии на колеса вертикальных и лобовых сил сила, действующая в звене 1–2, частично разгружает шток амортизатора от действия изгибающего момента.

4. Выносной амортизатор (рис. 3.13, г). Выносные амортизаторы нагружаются только сжимающими и растягивающими силами. Их применяют при закреплении колес на нескольких рычагах.

5. Качающийся консольно-телескопический амортизатор (рис. 3.13, д). При присоединении тяги или гидравлического силового цилиндра к среднему шарниру, соединяющему части двухзвенника (шлиц-шарнира), консольно-телескопический амортизатор воспринимает не только вертикальные, но и лобовые нагрузки, так как при его обжати колеса перемещаются в направлении действия лобовых нагрузок (см. рис. 2.3).

При установке на одну опору консольно-телескопического и выносного амортизаторов выносной амортизатор первым соприкасается с поверхностью ВПП и воспринимает главным образом лобовые силы, а консольно-телескопический амортизатор воспринимает основную долю вертикального удара в процессе посадки. Выносной амортизатор выполняет одновременно и функции стабилизирующего амортизатора, устанавливая в определенное положение относительно опорной балки колесо и рычаг при уборке шасси.

Амортизаторы различных видов могут быть установлены в схемы шасси любой классификационной группы (рис. 3.14...3.17) и не влияют на классификационные признаки.

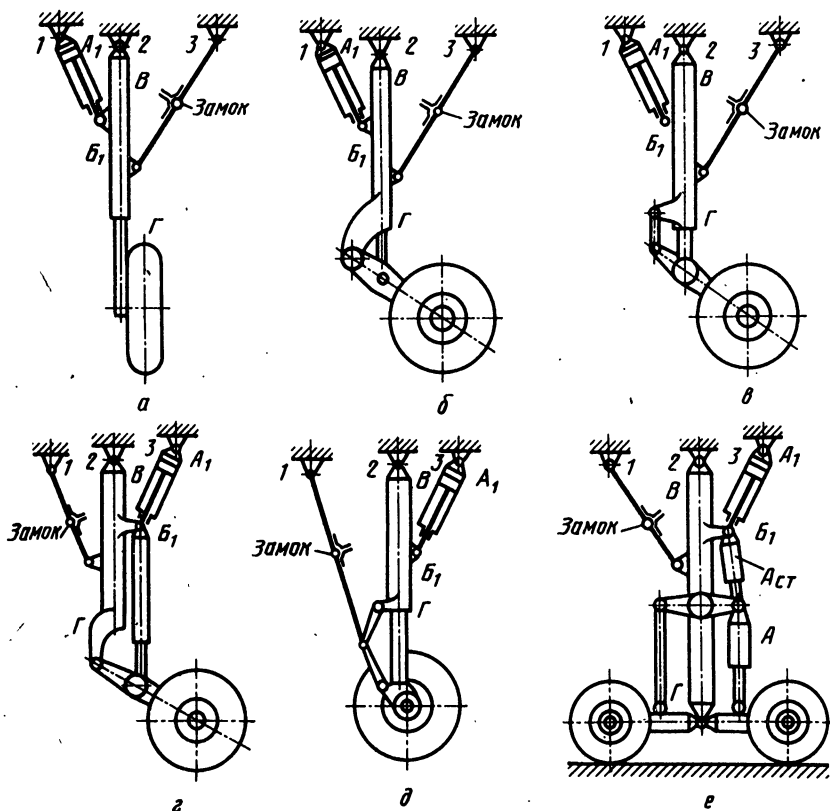


Рис. 3.14. Схемы установки амортизаторов различных видов в схемы шасси первой классификационной группы:

а — консольно-телескопического; **б** — рычажного; **в** — полурычажного; **г** — выносного; **д** — качающегося консольно-телескопического; **е** — выносного амортизатора **А**, присоединенного к двум рычагам; **А_{ст}** — амортизатор стабилизирующий

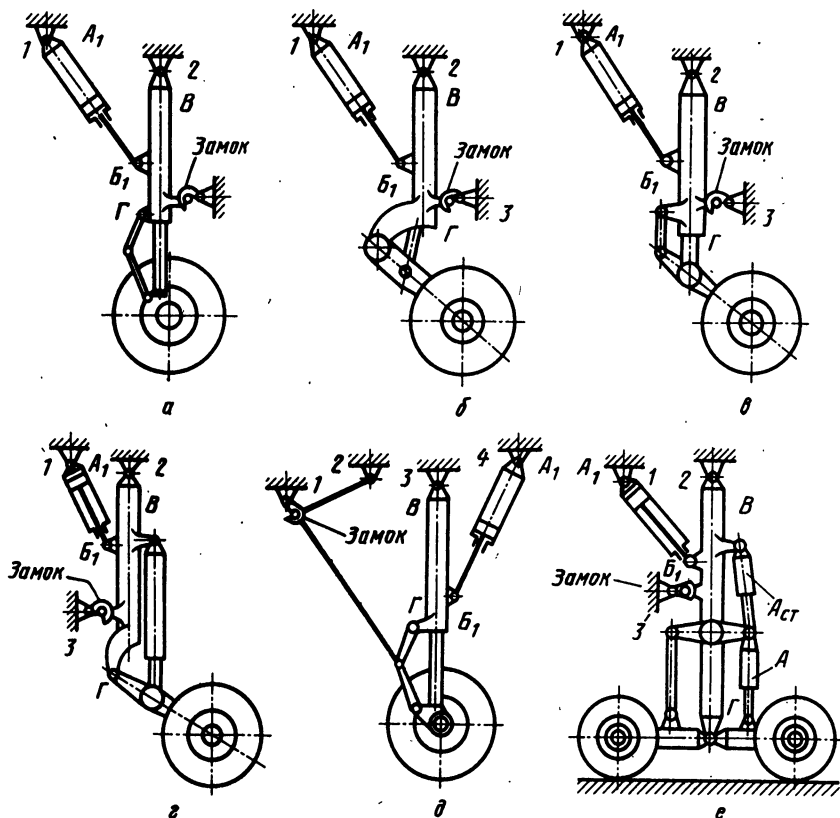


Рис. 3.15. Схемы установки амортизаторов различных видов в схемы шасси второй классификационной группы:

а — консольно-телескопического; б — рычажного; в — полурычажного; г — выносного; д — качающегося консольно-телескопического; е — выносного амортизатора А, присоединенного к двум рычагам; А_{ст} — амортизатор стабилизирующий

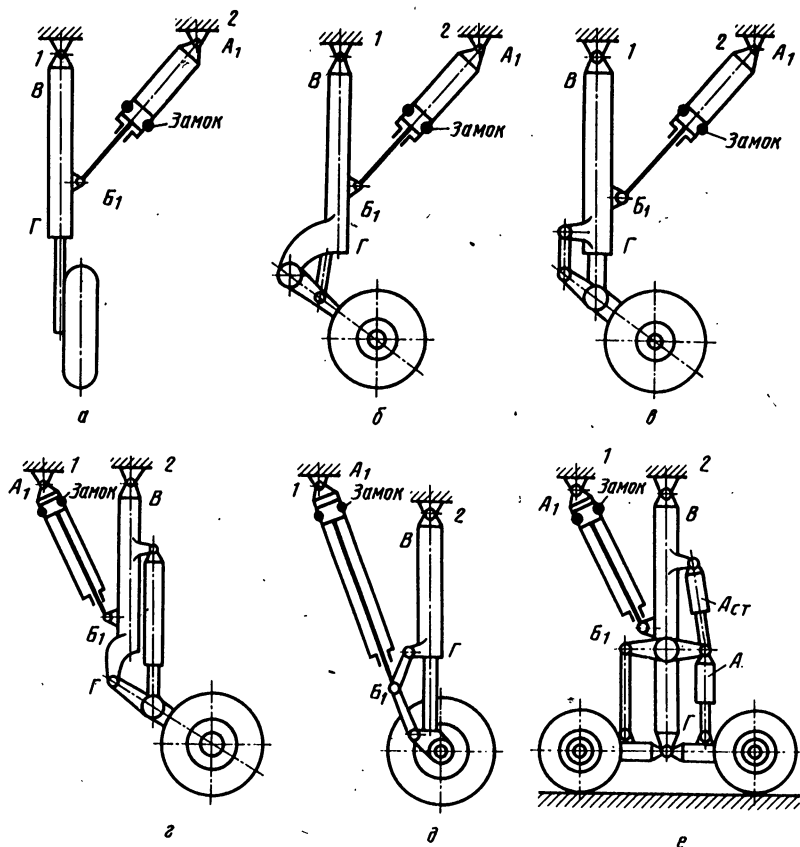


Рис. 3.16. Схемы установки амортизаторов различных видов в схемы шасси третьей классификационной группы:

а — консольно-телескопического; б — рычажного; в — полурычажного; г — выносного; д — качающегося консольно-телескопического; е — выносного амортизатора А, присоединенного к двум рычагам; А_{ст} — амортизатор стабилизирующий

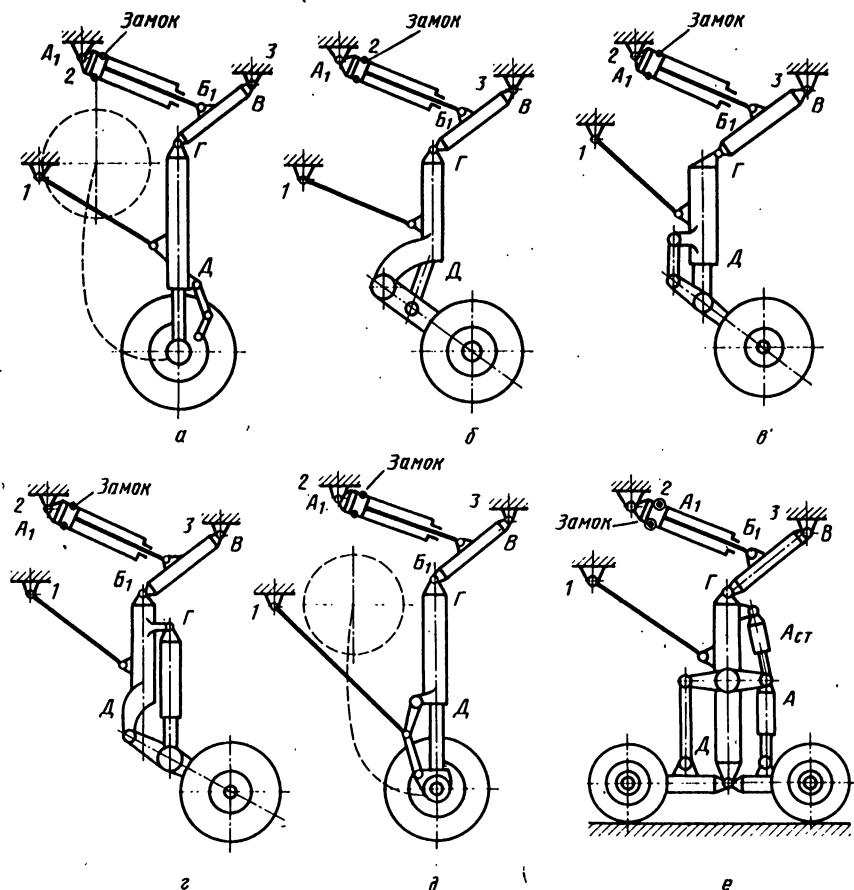


Рис. 3.17. Схемы установки амортизаторов различных видов в шасси четвертой классификационной группы:

а — консольно-телескопического; **б** — рычажного; **в** — полурычажного; **г** — выносного; **д** — качающегося консольно-телескопического; **е** — выносного амортизатора *A*, присоединенного к двум рычагам; *A_{ст}* — амортизатор стабилизирующий

3.8. СПОСОБЫ ПОВОРОТОВ И ЛИНЕЙНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КОЛЕС И АМОРТИЗАТОРОВ В СХЕМАХ ШАССИ

ПОВОРОТЫ С ПОМОЩЬЮ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Уборка шасси с поворотом его относительно оси, лежащей в плоскостях XOY , XOZ и YOZ или в плоскостях, параллельных этим плоскостям, а также относительно оси, составляющей угол с этими плоскостями, не всегда обеспечивает его рациональное размещение в выбранном положении. Вследствие этого для сокра-

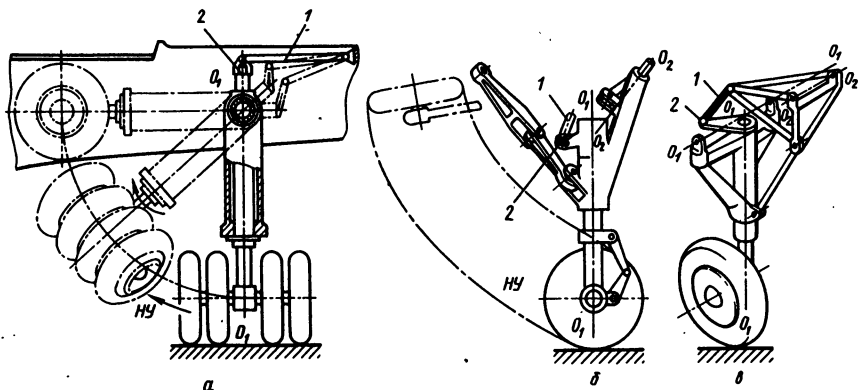


Рис. 3.18. Схемы шасси с поворотом колес относительно оси консольно-телескопического амортизатора:

а — на самолете „Де Хевилленд ДН.121 Трайидент“; б — на самолете „Панавия Торнадо“; в — на самолете Ju 88; 1 — тяга; 2 — рычаг

щения объемов, занимаемых шасси в убранном положении, и увязки силовых элементов шасси с силовыми элементами планера применяются дополнительные повороты и линейные перемещения амортизаторов и колес в процессе их движения при уборке и выпуске шасси.

Повороты и линейные перемещения осуществляются дополнительными механическими передачами, состоящими из качалок, тяг, рычагов и т. д., присоединяемыми к звеньям кинематических схем шасси.

Осями поворотов являются: оси шарниров крепления многоколесных тележек, оси шарниров крепления рычагов с установленными на них колесами, продольные оси самих амортизаторов, оси, дополнительно встраиваемые в рычаги крепления колес, и т. д.

Обычно механические передачи приводятся в действие от приводов, осуществляющих уборку и выпуск шасси.

В некоторых схемах для приведения в действие механических передач устанавливают дополнительные гидравлические или электрические приводы или используют стабилизирующие амортизаторы. Далее рассмотрены примеры наиболее распространенных способов поворотов и линейного перемещения колес амортизаторов и других элементов в процессе уборки и выпуска шасси.

Механические передачи осуществляют:

1. Повороты колес относительно оси консольно-телескопических амортизаторов (рис. 3.18). Цилиндр консольно-телескопического амортизатора встраивается в опорную балку и имеет возможность поворачиваться в ней на определенные углы в направляю-

щих подшипниках, являющихся одновременно и упорами, воспринимающими нагрузки, действующие вдоль оси амортизатора.

К верхнему концу амортизатора присоединяются двухповодковая группа, состоящая из рычага 2, неподвижно закрепляемого на нем, и тяги 1. Все виды нагрузок, действующих на колеса, воспринимаются силовыми элементами шасси, за исключением крутящего момента относительно продольной оси O_1O_1 амортизатора, который уравнивается моментом силы, действующей вдоль тяги 1, соединяющей шарнир рычага с неподвижным шарниром на каркасе планера. Повороты колес относительно консольно-телескопического амортизатора осуществляются на основных опорах шасси самолетов Ju 88, „Панавия Торнадо“, „Де Хевилленд ДН.121 Трайдент“, Ил-76, „Локхид С-5А Гэлекси“ и др.

На самолете „Де Хевилленд ДН.121 Трайдент“ (рис. 3.18, а) на оси каждого консольно-телескопического амортизатора основных опор установлено по четыре колеса, поворот которых на 90° при уборке позволяет расположить ось колес параллельно оси фюзеляжа. Размещение колес на одной оси позволяет уменьшить лобовую площадь шасси в убранном положении и ширину отсека, в котором размещается шасси, в сравнении с размещением их на четырехколесной тележке на 330 мм.

На самолете „Панавия Торнадо“ (рис. 3.18, б) колеса в процессе уборки поворачиваются относительно осей O_1O_1 и O_2O_2 . Расположение осей O_2O_2 и угол поворота амортизатора на этом самолете определялись из условия исключения задевания шасси при уборке и выпуске внешних подвесок.

На самолете Ju 88 (рис. 3.18, в) оси уборки шасси O_1O_1 и O_2O_2 расположены перпендикулярно плоскости симметрии самолета, а амортизаторы с колесами поворачиваются относительно опорных балок на углы, равные 90° .

2. Повороты колес и выносных амортизаторов относительно опорных балок.

Повороты колес и выносных амортизаторов относительно опорных балок получили большое распространение в схемах, в которых шасси крепится к фюзеляжу и убирается в него. Колея нужных размеров на таких самолетах создается за счет выноса опорных балок на значительное расстояние от узлов ее крепления. Вследствие этого в схемы приходится устанавливать выносные амортизаторы, так как амортизаторы других видов из-за появления значительных сил трения в буксах в таких условиях не работают.

Примером таких конструктивных решений являются основные опоры шасси самолетов „Мираж G“ и „Бак-Бреге Ягуар“ (сухопутный вариант самолета).

На основной опоре шасси самолета „Мираж G“ (рис. 3.19, а) рычаг 1 с установленными на его оси колесами и выносной амортизатор 2 закрепляются в цилиндре 3, который встроен в опорную балку 4 и имеет возможность поворачиваться относительно оси O_1O_1 . На верхней части цилиндра 3 закреплен рычаг 5, который

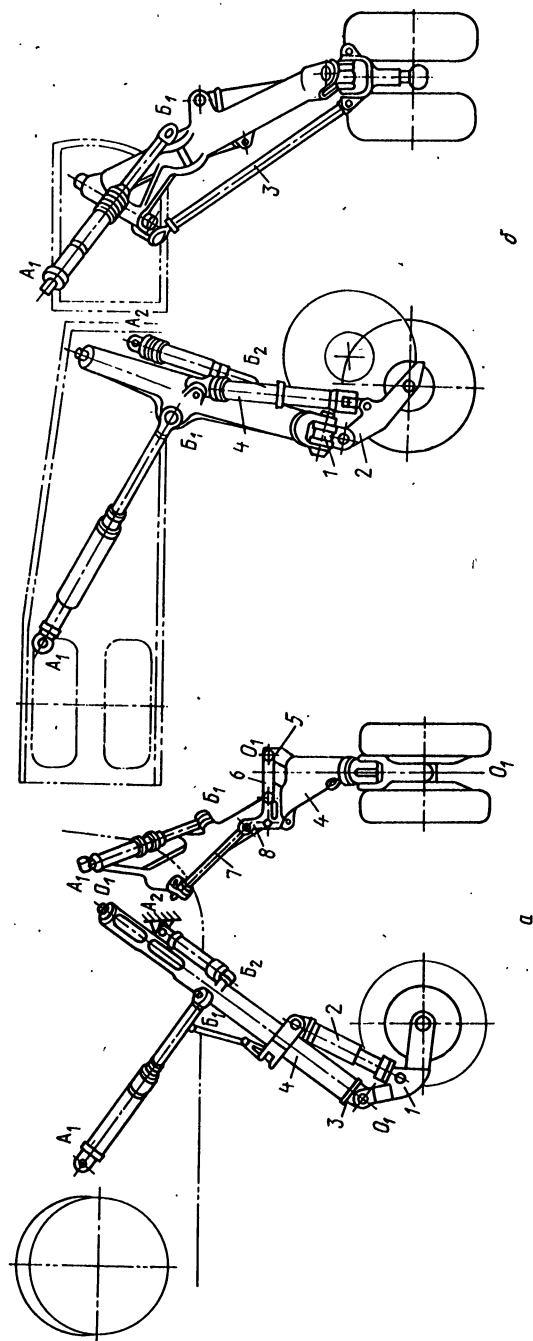


Рис. 3.19. Схемы с поворотом колес при выносных амортизаторах:
 а — на самолете „Мираж G“; 1, 5 — рычаги; 2 — амортизатор выносной; 3 — цилиндр; 4 — балка; 6, 7 — тяги; 8 — качалка; б — на самолете „Бак-Вреге Ягуар“; 1 — шарнир карданный; 2 — рычаг; 3 — тяга; 4 — амортизатор выносной

тягой 6 соединяется с качалкой 8, установленной на опорной балке. При уборке шасси механическая передача, состоящая из тяги 7, присоединенной одним концом к шарниру неподвижного кронштейна на фюзеляже, а другим – к рычагу качалки 8, поворачивает цилиндр. Когда шасси выпущено, тяга 7 не нагружена, так как момент, действующий относительно оси O_1O_1 при нагружении колес, воспринимается силой, которая приложена к рычагу 5. Эта сила направлена по тяге 6 и плечу качалки 8. Плечо качалки 8, тяга 6 и шарнир рычага 5 располагаются на одной прямой линии и создают кинематический замок.

На основной опоре шасси самолета „Бак-Бреге Ягуар” (рис. 3.19, б), во многом схожей с основной опорой самолета „Мираж G”, поворот колес и выносного амортизатора 4 осуществляется механической передачей, состоящей из тяги 3, присоединенной к неподвижному шарниру кронштейна на фюзеляже и карданному шарниру 1, установленному на конце опорной балки, к которому присоединен рычаг 2 с установленными на нем колесами. В процессе уборки тяга 3 поворачивает карданный шарнир 1, рычаг 2 с колесами и выносной амортизатор 4.

Оба рассмотренных способа поворота колес, рычагов и амортизаторов в процессе уборки позволяют рационально разместить шасси в убранном положении.

3. Повороты многоколесных тележек и рычагов с колесами.

В схеме с поворотом колес, приведенной на рис. 3.20, а, рычаг 1, установленный на цилиндре 3, приводит в действие механическую передачу и поворачивает четырехколесную тележку на угол примерно 90° , уменьшая площадь миделя отсека, в котором размещается шасси. Стабилизирующий амортизатор 2 в механической передаче является звеном неизменяемой длины, так как начальная сила, при которой начинается его обжатие, больше силы, действующей на него в процессе поворота.

В схеме, приведенной на рис. 3.20, б, рычаг 1, неподвижно установленный на верхней части подкоса 6, в процессе уборки шасси приводит в действие присоединенную к нему тягу 2 и звено 3, которые поворачивают рычаг 4 с колесами и отводят выносной амортизатор 5 от опорной балки, устанавливая их в положение, при котором длина отсека для размещения шасси уменьшается на ΔL .

Удачными являются схемы поворота рычагов с колесами 1 (рис. 3.20, в) и выносного амортизатора 3 в процессе уборки и выпуска шасси на основных опорах самолета „Каравелла”. В процессе уборки шасси стабилизирующий амортизатор 4 приводит в движение двуплечую качалку 2 и поворачивает рычаги с колесами и выносной амортизатор в положение, при котором они компактно укладываются между силовыми элементами крыла и фюзеляжа.

Для приведения в движение двуплечей качалки 2 стабилизирующий амортизатор и опорная балка вращаются относительно разных осей: стабилизирующий амортизатор – относительно оси

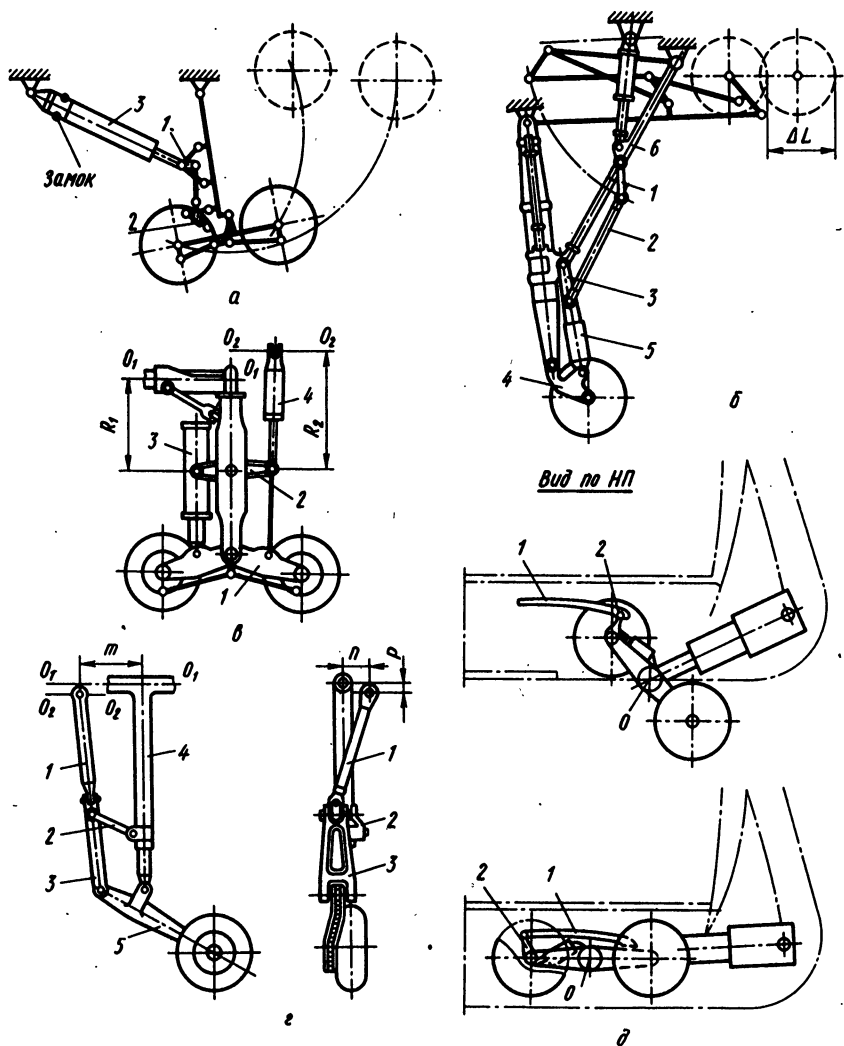


Рис. 3.20. Схемы с поворотом тележек и рычагов с колесами механическими передачами:

а — с рычагом, неподвижно закрепленным на штоке гидравлического цилиндра: 1 — рычаг; 2 — амортизатор стабилизирующий; 3 — цилиндр гидравлический; б — с рычагом, неподвижно закрепленным на верхней части складывающегося подкоса: 1, 4 — рычаги; 2 — тяга; 3 — звено; 5 — амортизатор выносной; 6 — подкос; в — с двумя рычагами, приводимыми в действие стабилизирующим амортизатором: 1 — колесо; 2 — качалка; 3 — амортизатор; 4 — амортизатор стабилизирующий; г — с рычагом, присоединенным к шарниру двухзвенника: 1 — тяга; 2, 3 — звенья шлиц-шарнира; 4 — амортизатор полурывачный; 5 — рычаг; д — с направляющими рельсами: 1 — рельсы; 2 — ролик

O_2O_2 с радиусом R_2 , а опорная балка с рычагами, колесами и выносным амортизатором – относительно оси O_1O_1 с радиусом R_1 .

Сила, действующая на стабилизирующий амортизатор для поворота двуплечей качалки 2, рычагов с колесами и выносного амортизатора, меньше силы начального обжатия выносного амортизатора, и вследствие этого в процессе движения стабилизирующий амортизатор является жестким звеном.

В шасси самолета „Хоукер Сиддли Харьер” (см. рис. 3.5, д) установлен жидкостный амортизатор, размещенный внутри опорной балки. Верхний шарнир амортизатора присоединен к узлу на фюзеляже, а нижний – к рычагу с колесом. Наружный диаметр амортизатора меньше диаметра внутренней цилиндрической поверхности опорной балки, и вследствие этого при обжатиях он имеет возможность отклоняться внутри балки.

При уборке шасси жидкостный амортизатор подтягивает рычаг с колесом к опорной балке и благодаря этому сокращаются габаритные размеры отсека, в котором размещается шасси в убранном положении.

На рис. 3.20, г приведена схема, в которой к звену полурычажного амортизатора 4 присоединена дополнительная двухповодковая группа, которая в процессе уборки шасси поворачивает рычаг 5 с колесами относительно шарнира на штоке амортизатора.

Угол поворота рычага с колесами зависит от степени выноса оси O_2O_2 крепления тяги 1 относительно оси O_1O_1 уборки опоры, которая определяется размерами m , n , и p . Изменением этих размеров могут быть созданы различные варианты расположения рычага и колес относительно опорной балки, когда шасси находится в убранном положении. Недостатком рассмотренной схемы поворота рычага с колесами является нагружение тяги 1 значительными силами, которые передаются на узлы крепления ее к планеру.

На рис. 3.20, д приведена схема поворота шестиколесной тележки основных опор самолета „Локхид С-5А Гэлехси”. Для уменьшения отсека, в котором размещается шасси в убранном положении, тележка в процессе уборки поворачивается на 90° относительно оси консольно-телескопического амортизатора. Кинематическая схема поворота амортизатора аналогична схемам, приведенным на рис. 3.18, а, б, а поворот тележки относительно оси O осуществляется с помощью направляющих рельсов 1, расположенных в отсеке шасси, когда при уборке в них заходят ролики 2, закрепленные на специальном кронштейне тележки.

4. Повороты колес и тележек относительно дополнительных осей вращения, встраиваемых в силовые элементы шасси.

На рис. 3.21 показаны схемы поворота колес и тележек шасси с консольно-телескопическими амортизаторами, в которых полуоси с колесами имеют возможность поворачиваться относительно осей O_1 , встроенных в штоки амортизаторов. Такие схемы применяют

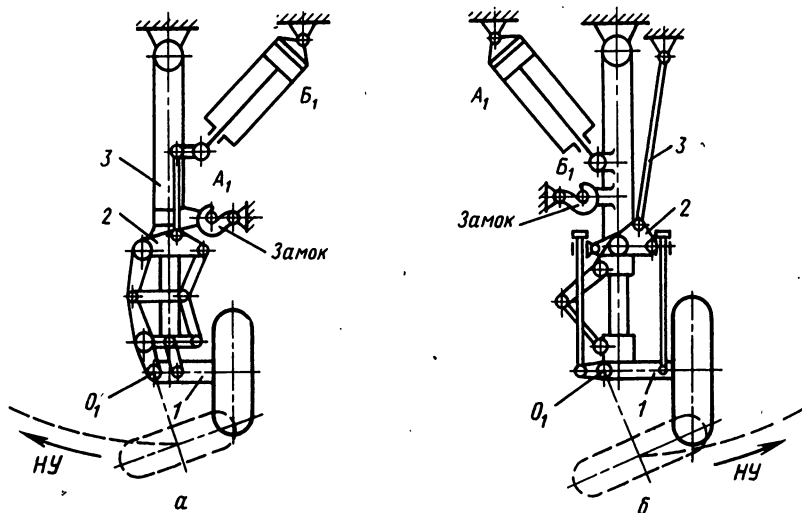


Рис. 3.21. Схемы с поворотом колес и тележек относительно дополнительных осей, встраиваемых в шток амортизатора:

а — с помощью гидравлического цилиндра; **б** — с помощью тяги; 1 — полуось; 2 — качалка; 3 — тяга

на самолетах, когда шасси крепится к крылу и убирается частично в крыло, а частично в фюзеляж. Повороты полуосей 1 с колесами в таких схемах осуществляются механическими передачами, состоящими из качалок 2, тяг 3 и других звеньев, присоединяемых к кинематическим схемам. Главной особенностью механических передач, устанавливаемых в таких схемах, является обеспечение необходимых перемещений их звеньев при обжатии амортизаторов.

На рис. 3.22 показана схема с поворотом колес относительно дополнительной оси O_1 , встроенной в рычаг амортизатора, состоящего из двух частей 2 и 3. Верхняя часть 3 рычага осями O_2 и O_3 соединена с амортизатором, а поводок 4 связан тягой 1 с механической передачей. Когда к колесу прикладываются силы, создающие относительно оси O_1 момент, действующий против часовой стрелки, упоры на частях 2 и 3 рычага прижимаются друг к другу и обжимают амортизатор.

При действии относительно оси O_1 момента по часовой стрелке упоры рычагов не имеют возможности расходиться, так как сила, создаваемая тягой 1, соединенной с механической передачей, уравнивает этот момент. Следует отметить, что при обжатии амортизатора механическая передача не приводится в действие, так как шарнир тяги 1, присоединенный к верхней части 2 рычага, вращается относительно оси O_2 .

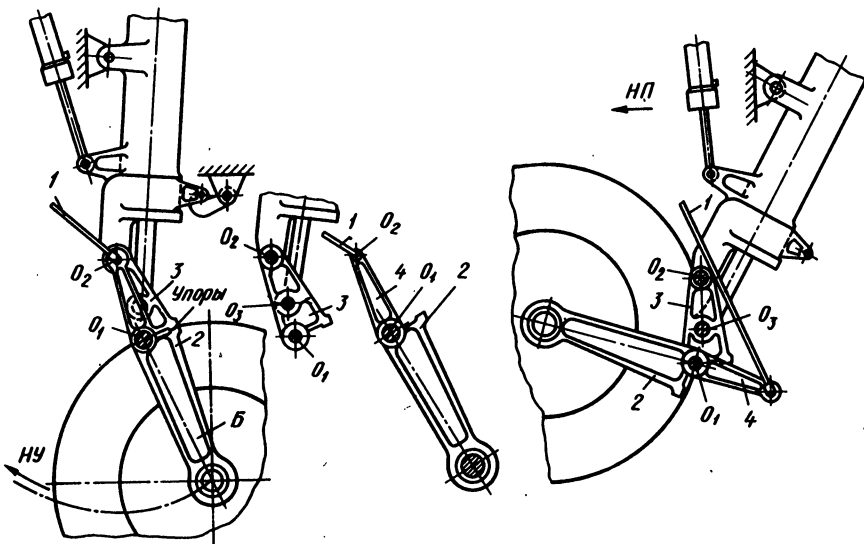


Рис. 3.22. Схемы с поворотом колес относительно дополнительной оси, встраиваемой в рычаг крепления колес к амортизатору:

1 — тяга; 2 — нижняя часть рычага, на котором крепится колесо; 3 — верхняя часть рычага, присоединяемая к амортизатору; 4 — поводок; O_1 , O_2 — оси крепления частей 2 и 3 рычага к амортизатору; O_3 — ось, соединяющая верхнюю 2 и нижнюю 3 части рычагов

В процессе уборки механическая передача приводится в действие и тяга 1 поворачивает часть 2 рычага на требуемый угол.

Рассмотренная схема шасси с дополнительной осью O_1 , встроенной в рычаг крепления колес, позволяет в сложных компоновочных условиях разместить шасси в убранном положении. Следует отметить, что ось O_1 может и не быть параллельной оси O_2 . При этом создаются дополнительные возможности для лучшего размещения колес в убранном положении.

ПОВОРОТЫ МНОГОКОЛЕСНЫХ ТЕЛЕЖЕК И КОЛЕС СПЕЦИАЛЬНЫМИ ПРИВОДАМИ И СТАБИЛИЗИРУЮЩИМИ АМОРТИЗАТОРАМИ

Для поворота колес и многоколесных тележек, помимо механических передач, связанных с приводами уборки и выпуска шасси, во многих схемах устанавливают специальные приводы, гидравлические цилиндры или стабилизирующие амортизаторы. Несколько схем шасси, в которых повороты колес в процессе уборки и выпуска производятся гидравлическими силовыми цилиндрами, приведены на рис. 3.23. В схеме шасси, приведенной

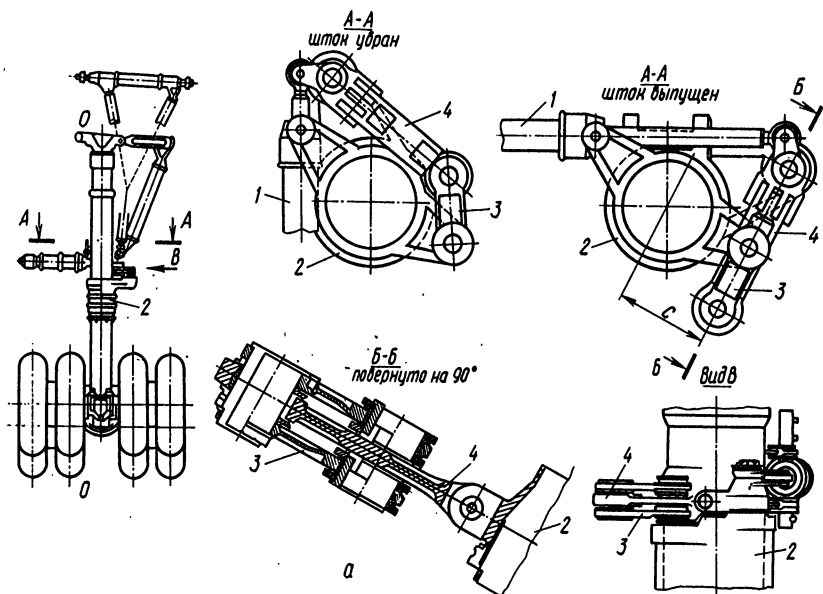
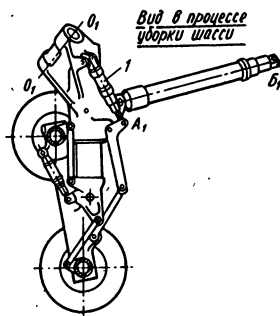
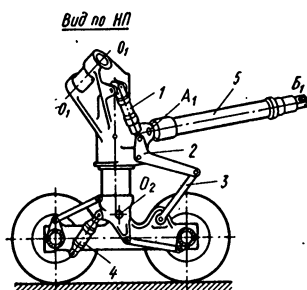
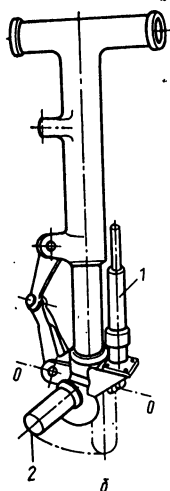


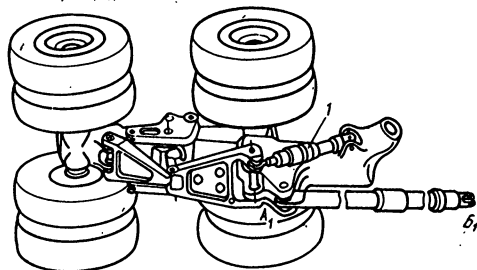
Рис. 3.23. Схемы шасси с поворотом тележек и колес гидравлическими цилиндрами: а — на опытном самолете; 1 — цилиндр гидравлический; 2 — муфта поворотная; 3, 4 — звенья механической передачи; б — на самолете „Бристоль Т 188”: 1 — цилиндр гидравлический; 2 — полуось; в — на самолете „Шорт SC.5 Велфаст”: 1, 5 — цилиндры гидравлические; 2 — качалка; 3 — звено; 4 — амортизатор стабилизирующий

на рис. 3.23, а, гидравлический цилиндр 1 поворачивает восьмиколесную тележку относительно оси OO консольно-телескопического амортизатора. Два механических замка, установленных внутри гидравлического цилиндра, запирают его шток в крайних положениях. Один механический замок в цилиндре фиксирует тележку в убранном положении, а второй замок — в выпущенном положении, запирая кинематический замок, создаваемый звеньями 3 и 4 механической передачи, соединяющими гидравлический цилиндр с поворотной муфтой 2. Крутящий момент, создаваемый тележкой относительно оси амортизатора, передается с помощью двухзвенника (шлиц-шарнира) на поворотную муфту 2 и уравнивается моментом, который равен произведению силы, действующей на звенья кинематического замка, на плечо C .

В шасси самолета „Бристоль Т 188” (рис. 3.23, б) поворот колеса относительно оси OO , встроенной в шток амортизатора, производится гидравлическим цилиндром 1. При уборке шасси гидравлический цилиндр поворачивает полуось 2 и колесо на угол 90° , а при выпуске — устанавливает в исходное положение, при котором на колесо могут действовать нагрузки всех видов. Шток гидравличе-



Вид при убранном положении шасси



В

ского цилиндра, когда шасси выпущено, запирается механическим замком.

В шасси самолета „Шорт SC.5 Белфаст“ (рис. 3.23,в) гидравлический цилиндр 5 при уборке и выпуске шасси поворачивает опору и тележку с колесами относительно оси O_1 , а механическая передача, состоящая из гидравлического цилиндра 1, присоединенного к верхней части опоры, качалки 2 и звена 3, поворачивает тележку с колесами относительно оси O_2 , преодолевая при этом и силы, создаваемые стабилизирующим амортизатором 4. Следует отметить, что в этой схеме качалка 2 и звено 3 одновременно выполняют функции двухзвенника (шлиц-шарнира).

Схемы шасси, в которых тележки и колеса поворачиваются стабилизирующими амортизаторами, приведены на рис. 3.24.

Стабилизирующие амортизаторы 1 специальных конструкций, когда шасси выпущено, устанавливают тележки или колеса в определенное положение относительно опоры, поворачивают их на определенные углы в процессе уборки и возвращают в исходное положение.

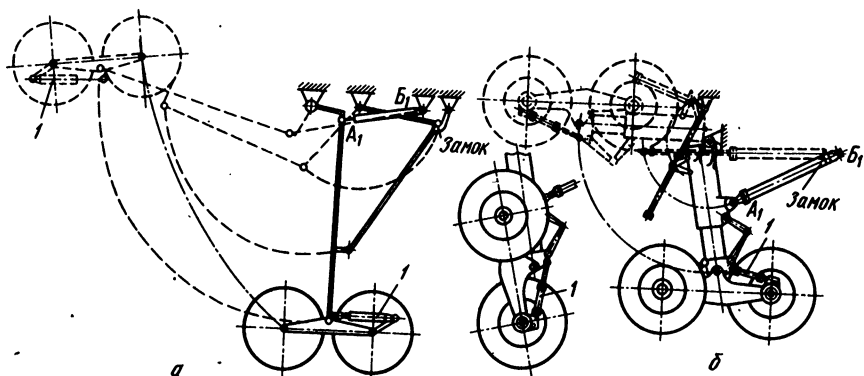


Рис. 3.24. Схемы шасси с поворотом тележек и колес стабилизирующими амортизаторами:

а — на самолете Ил-18; б — на самолете „Бристоль В 175 Британия“; 1 — амортизатор стабилизирующий

УМЕНЬШЕНИЕ ВЫСОТЫ ШАССИ В ПРОЦЕССЕ УБОРКИ

Уменьшение высоты шасси в процессе уборки осуществляется:

1. Обжатием амортизатора на его максимальный ход самим амортизатором, который при этом выполняет функции гидравлического силового цилиндра и соединяется для этого с гидравлической системой (рис. 3.25,а).

Такой способ сокращения длины консольно-телескопического амортизатора может быть применен лишь в случае, если давление в газовой камере в конце обжатия амортизатора, давление в гидравлической системе и геометрические размеры амортизатора связаны следующим неравенством:

$$p_{\text{ам}}^{\text{max}} \pi D_{\text{ц}}^2 / 4 < p (\pi D_{\text{ц}}^2 / 4 - \pi d_{\text{шт}}^2 / 4) \eta,$$

где $p_{\text{ам}}^{\text{max}}$ — максимальное давление в газовой камере амортизатора при обжатии его на полный ход; $d_{\text{шт}}$ — наружный диаметр штока амортизатора; $D_{\text{ц}}$ — внутренний диаметр цилиндра амортизатора; p — давление жидкости, подаваемой в емкость 5; η — коэффициент полезного действия механизма обжатия.

В случае необходимости снижение значения левой части неравенства перед сокращением длины амортизатора достигается соединением воздушной камеры амортизатора с передаточно-разделительными емкостями 5, которые увеличивают объем воздушной камеры и снижают давление в амортизаторе. Плавающий поршень 1 в передаточно-разделительной емкости изолирует газ и жидкость, находящиеся в амортизаторе, от рабочей жидкости гидравлической системы.

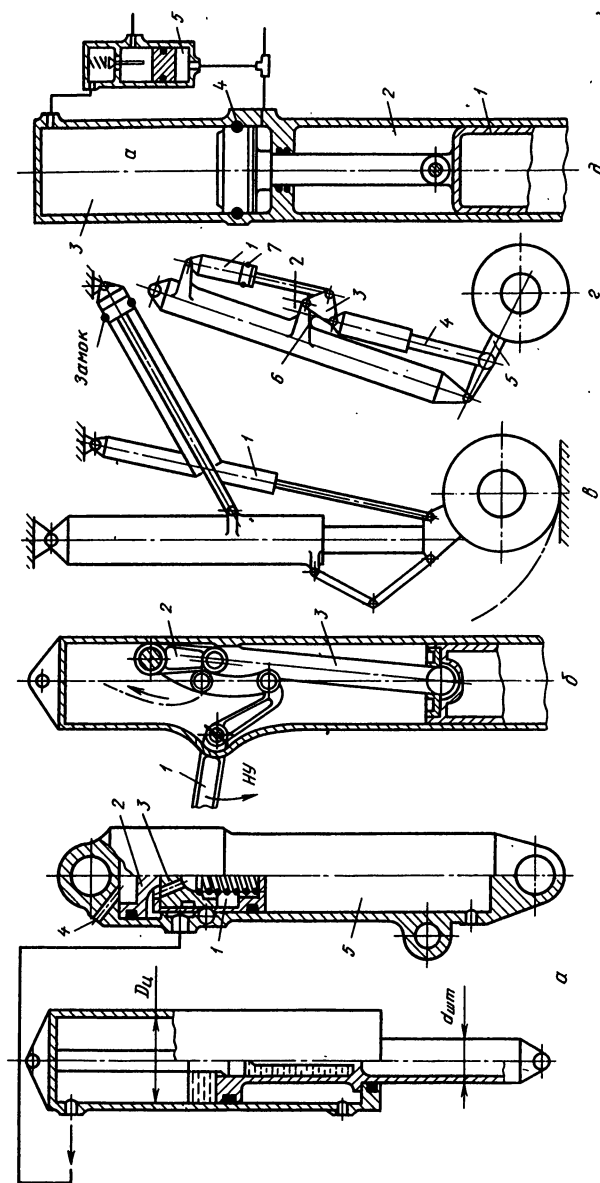


Рис. 3.25. Схемы уменьшения высоты плавни в процессе уборки:

а — обжатием амортизатора самим амортизатором; 1 — поршень плавающий; 2 — деталь; 4 — шпунт; 5 — емкость передаточно-разделительная; б — перемещением амортизатора внутри опорной балки механической передачей; 1 — подкос боковой; 2 — качалка двуплечая; 3 — тяга; в — обжатием амортизатора с помощью телескопической тяги; 1 — тяга телескопическая; 2 — подтягиванием к опорной балке выносного амортизатора и рычага с колесами; 1 — цилиндр гидравлический; 2 — замок кинематический; 3 — качалка промежуточная; 4 — амортизатор выносной; 5 — рычаг с колесами; 6 — упор; 7 — замок механический; д — перемещением амортизатора внутри опорной балки гидравлическим цилиндром; 1 — амортизатор; 2 — балка опорная; 3 — цилиндр гидравлический; 4 — замок механический; 5 — клапан гидравлический; а — полость

При уборке шасси и подаче жидкости в штуцер 4 поршень 2 нажимает на деталь 3, сжимает пружину и открывает механический шариковый замок. При открытом замке шарики западают в кольцевую проточку на детали 3 и плавающий поршень 1 под давлением газа, находящегося в воздушной камере амортизатора, перемещается в цилиндре передаточно-разделительной емкости.

Передаточно-разделительные емкости дают возможность значительно расширить область применения рассмотренного способа сокращения длины консольно-телескопических амортизаторов. Рассмотренная конструкция сокращения длины амортизатора с применением передаточно-разделительных емкостей разработана и запатентована фирмой „Бендикс” и применена на транспортном самолете в ФРГ. Для размещения передаточно-разделительных емкостей на этом самолете использованы внутренние полости подкосов.

2. Перемещением амортизатора внутри опорной балки механической передачей (рис. 3.25,б).

Такой способ уменьшения высоты шасси применен в основной опоре шасси самолета „Конкорд”. Ведущим звеном механической передачи является боковой подкос 1, связанный с гидравлическим цилиндром, производящим уборку и выпуск шасси. Когда шасси выпущено, рычаг двуплечей качалки 2 и тяга 3 образуют кинематический замок, который воспринимает нагрузки, действующие вдоль оси амортизатора, и исключает нагружение остальных звеньев механической передачи.

3. Сжатием амортизатора на какую-то часть его хода или на максимальный ход с помощью телескопической тяги, соединяющей подвижную часть амортизатора с конструкцией планера самолета (рис. 3.25,в).

Такое конструктивное решение применено на самолете „Скай-Хоук А4Д”. Точка крепления телескопической тяги 1 к планеру выбирается таким образом, чтобы при уборке шасси происходило сокращение длины амортизатора. В выпущенном положении шасси, когда происходит обжатие амортизатора, телескопическая тяга сокращается по длине и не оказывает влияния на работу амортизатора. Снижение мощности гидравлической системы, затрачиваемой на уборку шасси при применении телескопической тяги для обжатия амортизатора, и уменьшение силы, действующей на тягу, могут быть достигнуты установкой передаточно-разделительных емкостей.

4. Подтягиванием к опорной балке выносного амортизатора 4 (рис. 3.25,г) и рычага 5 с закрепленными на нем колесами гидравлическим цилиндром 1. Промежуточная качалка 3 и выносной амортизатор при выпущенном положении шасси образуют кинематический замок 2. При обжатии амортизатора 4 появляющиеся на нем осевые нагрузки передаются на качалку 3 и уравниваются силой, возникающей на упоре 6. Наличие кинематического

замка и упора исключает нагружение механического замка 7 силами, действующими вдоль оси амортизатора 4.

5. Перемещением амортизатора 1 (рис. 3.25, б) внутри опорной балки 2 гидравлическим цилиндром 3. Механический замок 4 запирает шток цилиндра, когда шасси выпущено, и воспринимает осевые силы, действующие вдоль оси амортизатора. Для увеличения надежности механический замок гидравлического цилиндра в таких схемах дублируется гидравлическим замком, который создается с помощью гидравлического клапана 5, запирающего, когда шасси выпущено, жидкость в полости а цилиндра.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РАСШИРЯЮЩИХСЯ ПНЕВМАТИКОВ

Одним из способов сокращения объема, занимаемого шасси, является применение расширяющихся пневматиков. Такие пневматики при убранном положении шасси спущены и заполняются газом после выпуска шасси перед посадкой.

Разработанные расширяющиеся пневматики имеют следующие характеристики:

Наружный диаметр пневматика D , м	Диаметр спущенного пневматика d , м
1,45	0,965
0,406	0,318

Пневматик с наружным диаметром $D = 1,45$ м разработан для транспортного самолета и имеет зарядное давление $(5 \dots 6) \cdot 10^5$ Па. Пневматик с $D = 0,406$ м с зарядным давлением более 10^6 Па изготовлен для основных опор шасси военно-транспортного самолета С-131.

Уменьшение наружного диаметра пневматика позволяет уменьшить занимаемый им объем.

При выпуске воздуха у пневматика с $D = 1,45$ м занимаемый объем уменьшается примерно в 2,2 раза, а у пневматика с $D = 0,406$ м – в 1,6 раза.

Особенно большое значение расширяющиеся пневматики имеют для самолетов с большими полетными массами, предназначенных для эксплуатации на грунтовых аэродромах.

3.9. ШАССИ С ДВУМЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ЦИЛИНДРАМИ УБОРКИ И ВЫПУСКА

Шасси с двумя гидравлическими цилиндрами A_1B_1 и A_2B_2 показаны на рис. 3.26. Установка в шасси вторых цилиндров A_2B_2 создает возможность:

1. Осуществить полное разобщение гидравлических систем, присоединяемых к цилиндрам A_1B_1 и A_2B_2 , и за счет этого достигнуть высокой надежности выпуска шасси. К одному цилиндру присоединяются трубопроводы основной гидравлической системы, а к

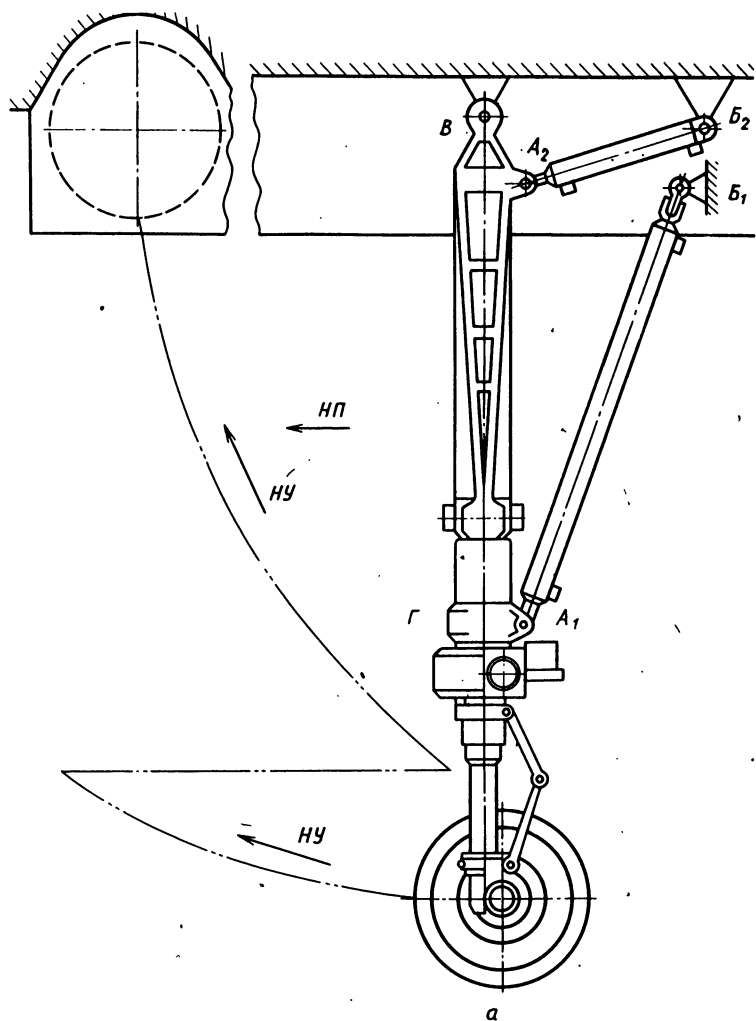


Рис. 3.26. Шасси с двумя гидравлическими цилиндрами уборки и выпуска (см. также с. 67 и 68):

а — на самолете „Конкорд“; **б** — на самолете „Эрбас Индастри А300В2-200“; **в** — на опытном самолете; **г** — на самолете „Хендли Пейдж НР 88 Виктор“

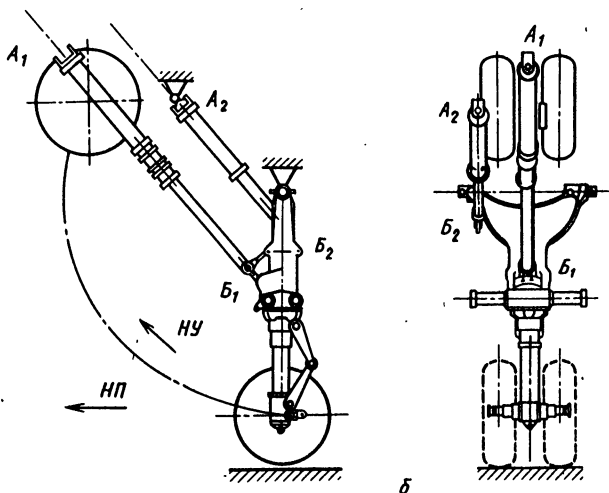


Рис. 3.26. Продолжение

другому – трубопроводы дублирующей системы. Появление какого-либо дефекта в одной из гидравлических систем: разрушения трубопровода, агрегатов, клапанов и т. д., негерметичности в соединениях – не оказывает влияния на работу другой системы.

2. Уменьшить массу шасси путем выбора вторых цилиндров A_2B_2 с большими коэффициентами полноты диаграммы работы $\eta_{\text{ц}}$ в сравнении с коэффициентами полноты диаграммы работы цилиндров A_1B_1 (см. подразд. 2.5). В этом случае силы в процессе уборки шасси изменяются в соответствии с графиками, близкими к графику 1 (рис. 3.27), а максимальные их значения при ходе δ_1 достигают примерно значения силы P_1 . При уборке шасси цилиндром A_1B_1 силы изменяются в соответствии с графиком, близким к графику 2, а максимальные их значения приближаются при ходе δ_2 к значению P_2 . Передняя опора шасси сверхзвукового пассажирского самолета „Конкорд” (см. рис. 3.26, а) является наглядным примером рационального применения вторых цилиндров A_2B_2 .

3. Произвести уборку шасси, когда ее нельзя осуществить цилиндрами A_1B_1 . В таких шасси шарниры 1, 2, 3 (рис. 3.28) при подходе к убранному положению располагаются на одной прямой линии и образуют так называемые „мертвые положения”. Графики изменения силы в цилиндрах A_1B_1 в процессе уборки приведены на рис. 3.29. При ходе δ_1 цилиндры подходят к „мертвому положению” и силы в них возрастают до бесконечности. Уборки шасси в таких схемах могут быть осуществлены только цилиндрами A_2B_2 , в которых силы изменяются согласно графику 2.

Наглядными примерами таких схем являются передняя опора шасси самолета „Эрбас Индастри А300В2-200” и основные опоры

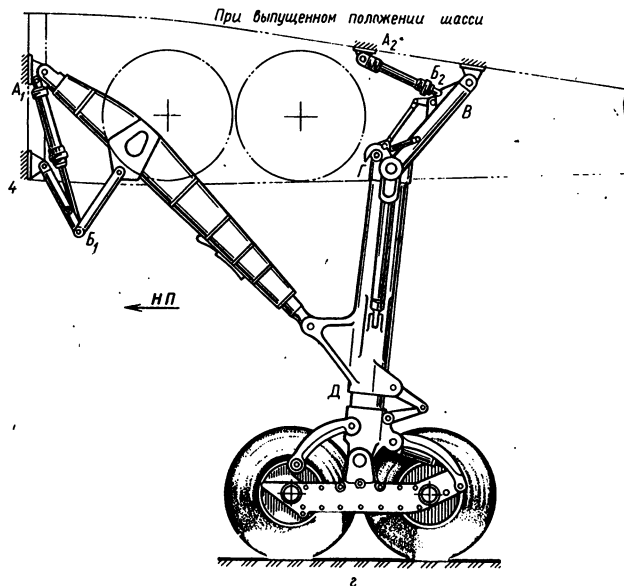
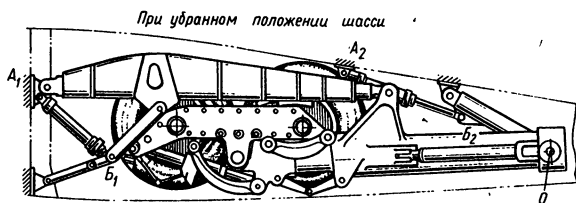
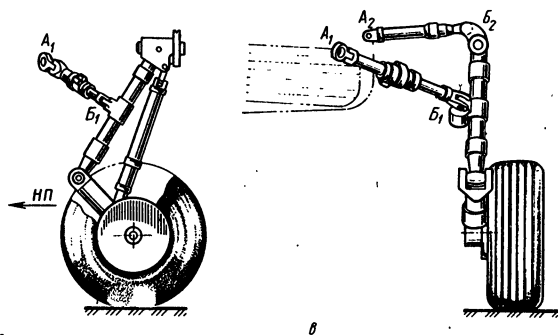


Рис. 3.26. Окончание

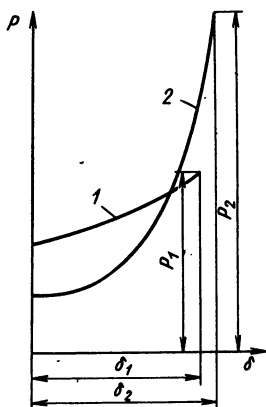


Рис. 3.27. График изменения силы P при уборке шасси:

1 — при работе цилиндра A_2B_2 ; 2 — при работе цилиндра A_1B_1

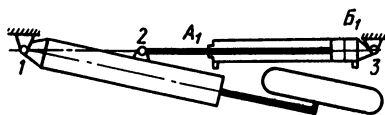


Рис. 3.28. „Мертвое положение” цилиндра уборки шасси:

1, 2, 3 — шарниры

шасси опытного самолета (см. рис. 3.26 б, в). При убранном положении шасси цилиндры A_1B_1 и A_2B_2 располагаются в соответствии со схемой, показанной на рис. 3.30.

4. Убрать шасси в крайне ограниченные по габаритным размерам отсеки, когда цилиндры A_1B_1 без цилиндров A_2B_2 не создают нужных для уборки сил. Наглядными примерами таких схем являются схемы основных опор самолетов „Хендли Пейдж НР88 Виктор” (см. рис. 3.26, г), „Мираж G”, „Бак-Бреге Ягуар” (см. рис. 3.19 а, б).

5. Создать схемы, в которых кинематические звенья: балки, подкосы, колеса и т. д. — перед уборкой или в процессе ее перемещаются относительно оси O_1O_1 (рис. 3.31), которая служит для их поворота из выпущенного положения в убранное и обратно. Примером такого решения являются основные опоры шасси самолета „Супер Мираж 4000”. На этом самолете цилиндр A_1B_1 перед уборкой опор с колесами устанавливает их в положение, при котором они при уборке поворачиваются относительно оси, параллельной борту фюзеляжа, что позволяет убрать шасси в ограниченные по размерам отсеки, уменьшить размеры створок и создать простые по форме детали и узлы.

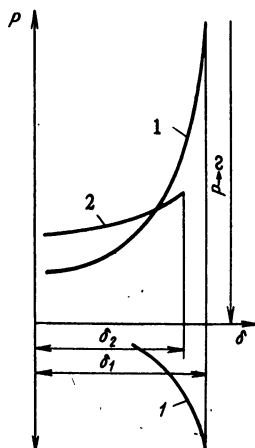


Рис. 3.29. Графики изменения силы в цилиндрах при проходе через „мертвое положение”:
1 — в цилиндре A_1B_1 ; 2 — в цилиндре A_2B_2

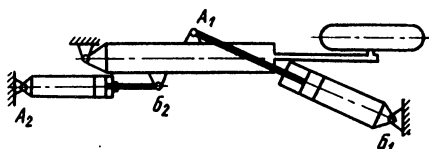


Рис. 3.30. Схема шасси с двумя гидравлическими цилиндрами уборки

6. Создать схемы, в которых при взлете самолетов могут быть осуществлены аварийные уборки шасси, если гидравлическая система, присоединяемая к одному из цилиндров, выйдет из строя. Уборка шасси в таких случаях может быть осуществлена дублирующей или аварийной гидравлической системой, присоединяемой к другому цилиндру. Такие схемы очень выгодны, так как позволяют военным самолетам выполнять задания, а пассажирским совершать запланированные рейсы без возвращения после взлета на аэродромы для устранения возникших дефектов.

Рассмотрев различные способы сокращения объемов, занимаемых шасси в убранном положении, можно сделать вывод, что применяемые для этого повороты и линейные перемещения колес и амортизаторов и установка вторых цилиндров уборки или выпуска могут быть применены в конструкции шасси любой классификационной группы и они не изменяют при этом признаков, на основе которых составлена классификация убирающихся шасси.

Следует отметить, что увеличение плотности компоновок самолетов приводит к созданию кинематических схем шасси, в которых для сокращения занимаемых ими объемов в убранном положении используются одновременно несколько способов,

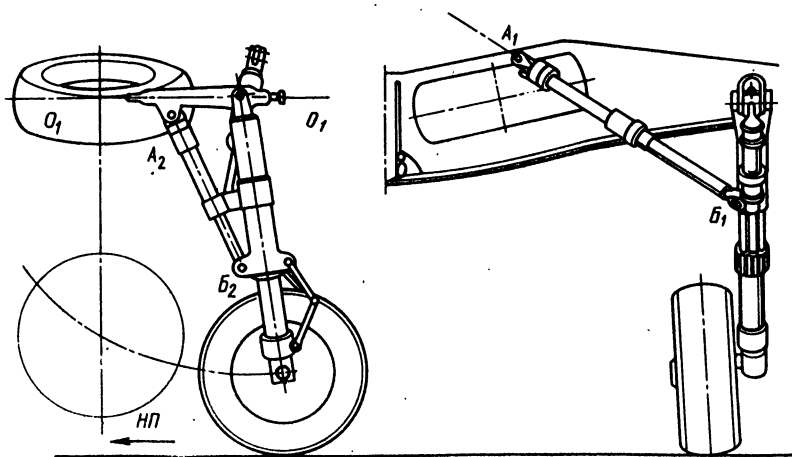


Рис. 3.31. Шасси самолета „Супер Мираж 4000“:
O₁ O₁ — ось уборки и выпуска шасси

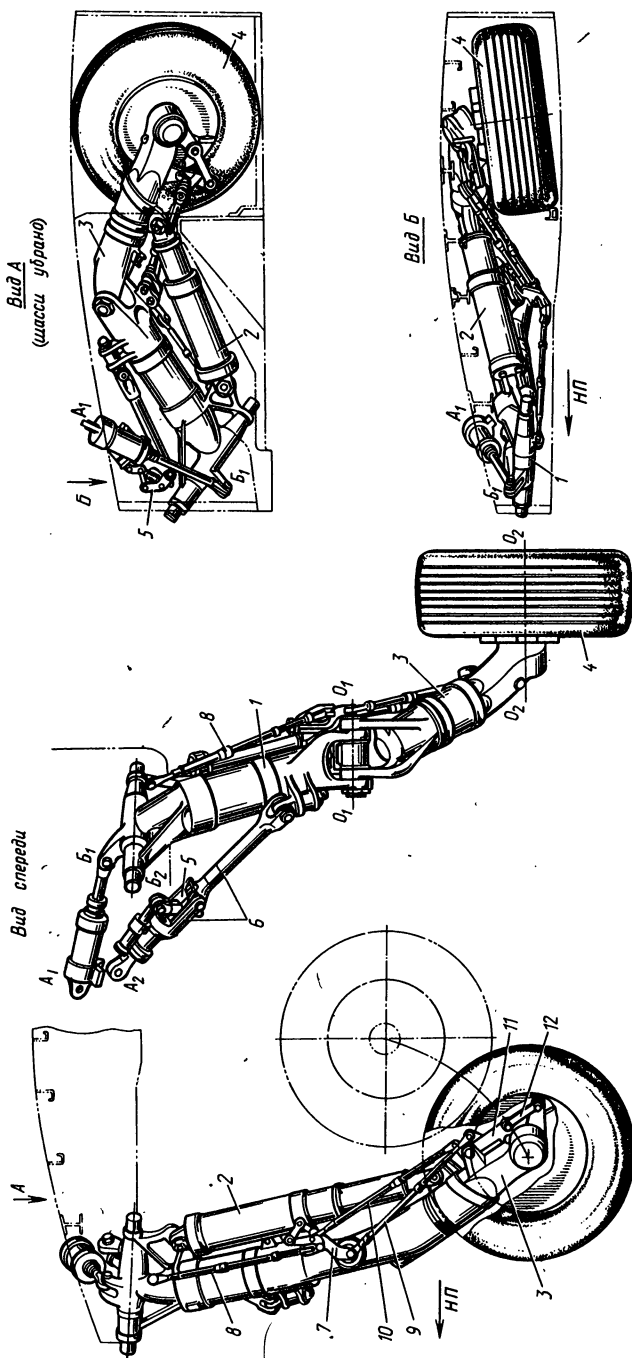


Рис. 3.32. Шасси самолета „F 18 Хорнет“:
 1 — опора; 2 — амортизатор выносной; 3 — рычаг крепления колеса; 4 — колесо; 5 — замок подкоса; 6 — подкос складывающийся; 7 — качалка, закрепленная на опоре 1; 8, 9, 10, 12 — тяги; 11 — качалка; A_1 , B_1 , A_2 , B_2 — цилиндры гидравлические

служащих этой цели: повороты и линейные перемещения колеса или колес, обжатие амортизаторов и т. д.

Так, в шасси самолета „F 18 Хонит” (рис. 3.32) при его уборке производятся: обжатие выносного амортизатора 2, поворот колеса 4 с полуосью относительно дополнительной оси, расположенной под углом к оси O_2O_2 , на которой вращается колесо и установлены два гидравлических цилиндра A_1B_1 и A_2B_2 .

Обжатие выносного амортизатора 2 и поворот колеса 4 с полуосью при уборке шасси осуществляются качалкой 7, закрепленной на опоре 1, качалкой 11, установленной на рычаге 3, тягами 8, 9, 10 и 12.

Чтобы в процессе обжатия амортизатора, когда шасси выпущено, тяга 9 не имела возможности изменять длину, оси вращения шарнира на верхнем ее конце и шарнира на качалке 7 совмещены с осью O_1O_1 , относительно которой вращается рычаг 3. Тяга 10 является телескопической, так как в процессе поворота рычага 3 при обжатиях выносного амортизатора 2 длина ее уменьшается. Геометрическая неизменяемость силовой схемы при выпущенном положении шасси обеспечивается складывающимся подкосом 6, на котором установлен замок 5, открытие которого производится гидравлическим цилиндром A_2B_2 .

Глава 4. Амортизационная система самолета

4.1. ЭНЕРГИЯ УДАРА САМОЛЕТА ПРИ ПОСАДКЕ

Амортизационная система самолета служит для поглощения и рассеивания энергии ударов, которые испытывает самолет на разбеге, пробеге, при посадке и маневрировании.

На современных самолетах (кроме гидросамолетов) амортизационная система состоит из колес и амортизаторов, которые устанавливаются на опорах шасси. Большая часть энергии, поглощаемой амортизационной системой, превращается в теплоту и рассеивается, а другая часть возвращается самолету для разжатия амортизатора и колес и подготовки их к восприятию последующих ударов.

Наибольшая работа A , которую должна воспринимать амортизационная система, возникает при посадке, когда самолет, имея вертикальную составляющую скорости, ударяется о ВПП.

Эта работа определяется формулой

$$A = \frac{mv_y^2}{2} + kmg H_{\text{ЦМ}}, \quad (4.1)$$

где m – масса самолета, кг; v_y – вертикальная составляющая скорости (нормальная к поверхности ВПП), т. е. скорость самолета в направлении удара, м/с; k – коэффициент, учитывающий наличие подъемной силы крыла при совершении посадки; $H_{\text{ЦМ}}$ – высота опускания ЦМ самолета вследствие обжатия амортизаторов и пневматиков колес в процессе удара, м.

Значение k принимается равным 0,25, что соответствует подъемной силе, уравнивающей 0,75 силы тяжести самолета. Принимаемое значение коэффициента k обеспечивает некоторый запас энергии для амортизационной системы, так как для ряда современных самолетов подъемная сила крыла при посадке приближается к силе тяжести самолета [10]. Это показали проведенные в последнее время исследования.

Во время приземления v_y уменьшается до нуля и кинетическая энергия удара самолета, значение которой определяется зависимостью (4.1), переходит в работу, поглощаемую амортизационной системой,

$$A = P_{\text{ср}} H_{\text{ЦМ}}, \quad (4.2)$$

где P_{cp} – среднее значение силы, возникающей в амортизационной системе.

Из зависимости (4.1) следует, что увеличение $H_{цм}$ приводит к увеличению работы, которая должна поглощаться амортизационной системой, а из зависимости (4.2) следует, что увеличение $H_{цм}$ снижает силы, возникающие в амортизационной системе. Количественное влияние значения $H_{цм}$ на значение P_{cp} в амортизационной системе определяется расчетами при изменении в зависимостях (4.1) и (4.2) значений v_y и $H_{цм}$.

Результаты расчетов приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

v_y , м/с	$H_{цм}$, м	$A_1 = mv_y^2 / 2$, Дж	$A_2 = 0,25mgH_{цм}$, Дж	$A = A_1 + A_2$, Дж	A_2 / A_1 , %	P_{cp} , Н
2,5	0,3	3,125 м	0,735 м	3,860 м	23,52	12,87
3,0		4,5 м		5,235 м	16,3	17,45
3,5		6,125 м		6,860 м	12	22,44
4,5		10,125 м		10,860 м	7,2	36,2
6,0		18,0 м		18,735 м	4	62,5
2,5	0,6	3,125 м	1,47 м	4,595 м	47	7,66
3,0		4,5 м		5,97 м	32,6	9,95
3,5		6,125 м		7,595 м	24	12,65
4,5		10,125 м		11,595 м	14,5	19,3
6,0		18,0 м		19,47 м	8,16	32,45

Примечание. A_1 – работа, определяемая первым членом уравнения (4.1); A_2 – работа, определяемая вторым членом этого уравнения.

Данные табл. 4.1 позволяют сделать следующие выводы:

1. Увеличение v_y самолета приводит к уменьшению доли работы, определяемой вторым членом уравнения (4.1). При $H_{цм} = 0,3$ м и $v_y = 2,5$ м/с эта доля составляет 19% от A , а при увеличении v_y до 6 м/с она уменьшается до 3,92%. При $H_{цм} = 0,6$ м и $v_y = 2,5$ м/с эта доля составляет 32% от A , а при увеличении до 6 м/с она уменьшается до 7,55%.

2. Увеличение $H_{цм}$ с 0,3 до 0,6 м при изменении v_y от 2,5 до 6 м/с приводит к снижению среднего значения силы, возникающей в амортизационной системе, в 1,68 . . . 1,92 раза.

Следовательно, при выборе параметров амортизационной системы значение $H_{цм}$ следует по возможности делать большим. При заданном значении работы удара нагрузки, возникающие в этой системе, будут тем меньше, чем больше значение $H_{цм}$. Увеличение $H_{цм}$ достигается главным образом путем увеличения обжатий амортизаторов.

Распределение работы удара самолета между опорами производится по формулам, устанавливаемым НЛГС. Обычно при посадках равнодействующая сил при ударе самолета не проходит через ЦМ и он под действием этой равнодействующей совершает поступательное и одновременно вращательное движение относительно ЦМ. Для определения работы, эквивалентной кинетиче-

ской энергии, которую должна воспринять амортизационная система каждой опоры, удобнее вместо действительного сложного движения самолета рассматривать простое поступательное движение, заменив истинную массу самолета m некоторой условной, которая определяется из условия, что работа при действительном движении равна работе при поступательном движении. Это дает возможность, зная вертикальную составляющую скорости опор (передних или основных) в момент приземления, определить работу удара по формуле

$$A_y = \frac{m_{\text{ред}}}{2} v_{y\text{пр}}^2, \quad (4.3)$$

где $m_{\text{ред}}$ – редуцированная масса; $v_{y\text{пр}}^2$ – приведенная эксплуатационная вертикальная составляющая скорости.

Определение редуцированной массы необходимо для динамических (копровых) испытаний шасси, когда действительные условия нагружения шасси при посадке воспроизводятся путем сброса опоры с некоторой высоты и опора с присоединенной к ней редуцированной массой совершает только поступательное движение. Редуцированная масса основных и передних опор определяется формулами

$$m_{\text{ред. осн}} = \frac{m}{1 + (e/i_z)^2}; \quad (4.4)$$

$$m_{\text{ред. пер}} = \frac{m}{(1 + a/i_z)^2}, \quad (4.5)$$

где i_z – радиус инерции самолета относительно оси Z ; a, e – размеры (см. рис. 1.1, б).

Формулы (4.4), (4.5) действительны для случая внецентренного удара. Для самолетов, имеющих шасси с передней опорой и шасси с хвостовой опорой, размер e обычно мал по сравнению с i_z и поэтому для надежности НЛГС устанавливают для основных опор $m_{\text{ред}}$, равной всей массе самолета.

Для основных стоек и хвостового колеса приведенная эксплуатационная вертикальная составляющая скорости должна согласно НЛГС [9] определяться формулой

$$v_{y\text{пр}}^2 = v_y^2 + 0,025 v_x^2, \quad (4.6)$$

где v_x – горизонтальная составляющая скорости самолета в момент касания самолета земли.

Значение v_y следует определять по формуле

$$v_y = \frac{\xi}{2} t^2 - 2\gamma, \quad (4.7)$$

где $\xi = 2g^2/(K\gamma_X)$; $\gamma = C_Y^\alpha g/(v_X C_Y)$;

$$C_Y = 16 G_{\text{пос}} / (v_x^2 S);$$

t – корень уравнения, который определяется формулой

$$t^2 \frac{4}{\xi} \gamma - \frac{2}{\gamma} \left(t - \frac{1 - e^{-\gamma t}}{\gamma} \right) = 0; \quad (4.8)$$

K – аэродинамическое качество самолета; C_Y^α – производная коэффициента подъемной силы самолета по углу атаки, 1/рад; $G_{\text{пос}}$ – посадочная сила тяжести самолета.

Значения K и C_Y следует определять с учетом механизации шасси.

Значение v_Y более 1,5 м/с принимать не следует, а значение $v_{Y\text{пр}}$ должно быть не менее 2,8 м/с.

Работа, определяемая по формуле (4.3), носит название нормируемой эксплуатационной работы и обычно обозначается A^* . Помимо нормируемой эксплуатационной работы НЛГС предопределяют для амортизационной системы максимальную работу A^{max} , пропорциональную поглощаемой ею энергии. Эта работа учитывает возможные случаи „грубых” посадок в процессе эксплуатации, связанные с погрешностями в определении высоты начала и конца выравнивания самолета или с касанием колесами опоры ВПП на участке выдерживания при скорости, превышающей посадочную, которые приводят к увеличению значения $v_{Y\text{пр}}$.

Максимальная работа A^{max} определяется по формуле

$$A^{\text{max}} = \frac{m_{\text{взл}}}{m_{\text{пос}}} A^*,$$

причем отношение $m_{\text{взл}}/m_{\text{пос}} \geq 1,5$. Здесь $m_{\text{взл}}$, $m_{\text{пос}}$ – взлетная и посадочная массы.

Установление НЛГС двух работ – A^* и A^{max} – позволяет в определенной мере учитывать при проектировании деталей шасси и расчете их на прочность цикличности нагружений шасси и действующие при этом нагрузки.

Эксплуатационная работа A^* соответствует многократным нагружениям шасси и при расчете деталей на прочность в этом случае НЛГС устанавливают коэффициент безопасности $f = 1,5$. Максимальная работа A^{max} соответствует небольшим циклам нагружений, встречающимся довольно редко, и при расчете деталей на прочность НЛГС устанавливают $f = 1,3$.

Для хвостовой опоры принимается $m_{\text{ред}} = \Delta G_{\text{пос}}/g$, где $\Delta G_{\text{пос}}$ – доля расчетной посадочной силы тяжести самолета, приходящаяся на хвостовую опору, а работа, которую должна воспринять амортизационная система хвостовой опоры,

$$A^* = \frac{\Delta G_{\text{пос}}}{2g} v_{Y\text{пр}}^2. \quad (4.9)$$

Работа, которую должна воспринять амортизационная система хвостовой предохранительной опоры (самолеты с передней опорой), определяется по формуле

$$A^0 = 0,015 G_{\text{пос}}. \quad (4.10)$$

Для передней опоры шасси A^0 следует выбрать большее из определенных для следующих двух случаев:

1. Посадка на три точки. Значение вертикальной скорости должно быть принято равным значению v_z^0 , установленному для основных опор. Редуцированная масса $m_{\text{ред}}$ должна быть определена расчетом при следующих условиях:

самолет касается земли одновременно тремя опорами;
вертикальная составляющая скорости в ЦМ самолета принимается равной v_z^0 ;

подъемная сила $Y = G_{\text{пос}}$;

в момент касания земли угловая скорость $\omega_z = 0$;

учитываются лобовые силы от раскрутки колес при коэффициенте трения $\mu = 0,8$.

2. Посадка на две точки (посадка на основные опоры с последующим переваливанием на переднюю опору). Для самолетов, у которых $e/b < 0,1$ (см. рис. 1.1,б), этот случай можно не рассматривать. При $e/b \geq 0,1$ значение v_z^0 следует определять расчетом при следующих условиях:

самолет касается земли основными опорами, а хвостовая предохранительная опора не касается земли, но находится в непосредственной близости от нее;

вертикальная составляющая скорости в ЦМ самолета принимается равной значению v_z^0 для основных опор;

подъемная сила $Y = G_{\text{пос}}$;

самолет сбалансирован по моменту относительно оси $Z M_z$;
 $\omega_z = 0$;

учитываются лобовые силы от раскрутки колес при коэффициенте трения $\mu = 0,8$.

Редуцированная масса в этом случае определяется по формуле

$$m_{\text{ред}} = \frac{m}{1 + a^2 / i_z^2}.$$

4.2. АВИАЦИОННЫЕ КОЛЕСА

КОНСТРУКЦИИ КОЛЕС И СХЕМЫ ИХ УСТАНОВКИ . НА ОПОРАХ ШАССИ

Колеса с пневматиками устанавливаются на опорах шасси и воспринимают приходящиеся на них статические нагрузки на стоянке самолета и динамические нагрузки при движении. Колеса первыми воспринимают энергию посадочных ударов и ударов

при переезде через неровности, деформируются под их действием и осуществляют равномерное распределение сил по площади контакта пневматика с поверхностью аэродрома.

Основными функциями, выполняемыми колесами на самолете, являются:

- поглощение приходящейся на них доли энергии посадочного удара самолета о ВПП;

- поглощение приходящейся на них доли энергии ударов на пробеге, разбеге и при маневрировании;

- уменьшение длины пробега самолета созданием тормозных сил;

- управление движением самолета путем отклонения передней опоры на разбеге и пробеге при действии возмущений по курсу на ВПП и при маневрировании по рулежным дорожкам;

- удержание самолета на месте при опробовании двигателей на старте при их максимальной тяге, а также при взлете на форсированном режиме;

- длительное стояночное торможение самолета;

- подтормаживание самолета в процессе руления, поскольку у многих реактивных самолетов допустимая минимальная тяга двигателей превышает сопротивление колес;

- обеспечение заданных условий по проходимости (вопросы проходимости самолета рассмотрены далее).

Основными деталями типовой конструкции авиационного колеса являются: крышка, камера, ступица – втулка и корпус-барабан с бортами-ребордами, закрепляющими крышку на барабане. Для облегчения монтажа крышки и камеры одну реборду делают съемной. Она удерживается на барабане кольцом – замком, а от проворачивания – специальными шпонками или штифтами. С обеих сторон во втулку запрессовывают радиально-упорные роликовые подшипники, воспринимающие вертикальные и боковые нагрузки, действующие на колеса. Для предохранения подшипников от загрязнения и сохранения смазочного материала в колесах устанавливают фетровые сальники или специальные манжеты. Между внутренними обоймами подшипников устанавливают распорные втулки, предотвращающие чрезмерную затяжку подшипников. Распорные втулки состоят из двух свинчиваемых половин, стопорение которых относительно друг друга осуществляется болтами. Авиационные колеса разделяются на нетормозные и тормозные. Нетормозные колеса обычно устанавливают на передних, хвостовых и подкрыльных опорах, а тормозные – на основных опорах.

На рис. 4.1, а показана схема установки нетормозного колеса на оси вильчатого рычага, а на рис. 4.1, б – на оси без подшипников. На второй схеме ось закрепляется на опорно-упорных подшипниках. Достоинством такой схемы является увеличение критической скорости возникновения самовозбуждающихся колебаний –

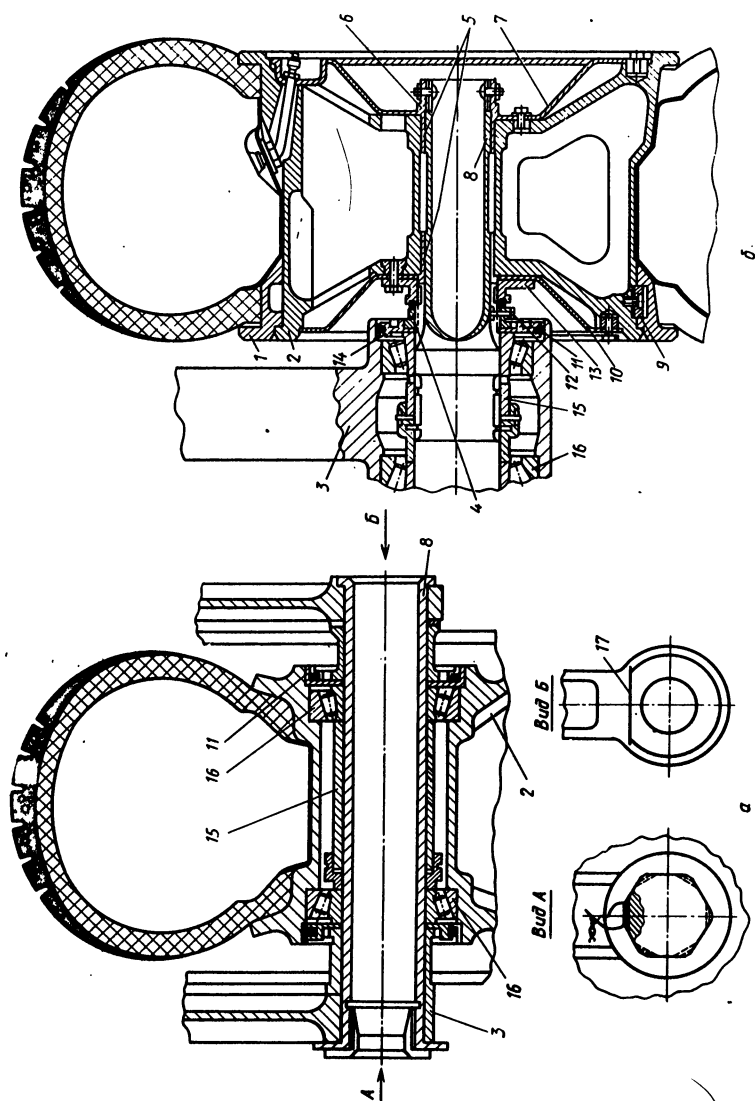


Рис. 4.1. Схема установки нетормозных колес:
 а — на оси вильчатого рычага; б — на оси без подшипников; 1 — реборда съёмная; 2 — барабан колеса; 3 —
 рычаг подвески колеса; 4, 6 — гайки; 5 — втулка стальная; 7 — шток внешний; 8 — ось; 9 — шпонка; 10 —
 шток внутренний; 11 — обтюратор; 12 — винт стопорный; 13 — фланец шлицевой; 14 — вкладыш; 15 —
 втулка распорная; 16 — подшипник; 17 — упор

шимми относительно свободно ориентирующей оси передней опоры. Эта схема установки колес применяется на передних опорах отечественных самолетов Ан-24, Ту-124 и др.

Схемы установки тормозных колес приведены на рис. 4.2. Корпуса тормозов колес крепят к неподвижным тормозным фланцам, которые изготавливают как одно целое с осью или приваривают к ней. Иногда тормоза изготавливают с уступами, которые входят в специальные прорези. Элементы тормоза воспринимают тормозные моменты.

Тормозные колеса в зависимости от типа применяемого тормоза можно разделить на следующие группы:

1. Колеса с колодочными тормозами (рис. 4.2, а). В настоящее время колеса с колодочными тормозами применяют на небольших самолетах, так как создаваемый тормозом момент и поглощаемая им кинетическая энергия невелики.

2. Колеса с камерными тормозами. Эти колеса обладают достаточно высокими эксплуатационными качествами. Однако существенным их недостатком является возможность разрушения тормозной камеры при перегреве и возникновения пожара при попадании тормозной жидкости на поверхность раскаленной рубашки тормоза. Недостатком камерного тормоза является отсутствие в его конструкции компенсатора износа тормозных колодок. При износе зазор между колодками и рубашкой тормоза увеличивается и увеличиваются объемы жидкости или воздуха, необходимых для прижатия колодок, вследствие чего увеличивается время затормаживания и растормаживания и ухудшаются динамические качества тормозной системы.

3. Колеса с дисковыми тормозами (рис. 4.2, б). Колеса с дисковыми тормозами обладают способностью развивать большие тормозные моменты и поглощать значительно большую кинетическую энергию, чем другие тормозные колеса. Вследствие этого они в настоящее время получили наибольшее распространение. Колеса с двумя вращающимися дисками применяют на легких самолетах, а

Рис. 4.2. Схемы установки тормозных колес: (см. также с. 81 и 82):

а — с колодочным тормозом: 1 — барабан колеса; 2 — реборда; 3 — щит; 4 — обтюратор; 5 — фланец шлицевой; 6 — подшипник; 7 — кольцо стопорное; 8 — болт; 9 — рубашка тормоза; 10 — камера тормозная; 11 — усиление борта пневматика; 12 — пневматик; 13 — полуось; б — с дисковым тормозом: 1 — шпонка; 2 — диск нажимной; 3 — крышка регулятора зазора; 4 — щит внутренний; 5 — блок цилиндров; 6 — регулятор зазора; 7 — кольцо стопорное; 8 — колпак; 9 — корпус тормоза; 10 — фланец тормозной; 11 — головка штока амортизационной стойки; 12 — сухарь; 13 — поршень; 14 — преобразователь первичный инерционный; 15 — стержень; 16 — гильза; 17 — направляющая; 18 — диск промежуточный; 19 — диск биметаллический; 20 — реборда наружная разъемная; 21 — наружный щит; 22 — барабан колеса; 23 — обтюратор; 24 — гайка; 25 — ось; 26 — втулка распорная; 27 — шестерня привода инерционного первичного преобразователя; 28 — колпачок; 29 — фланец опорный; 30 — сектор биметаллический

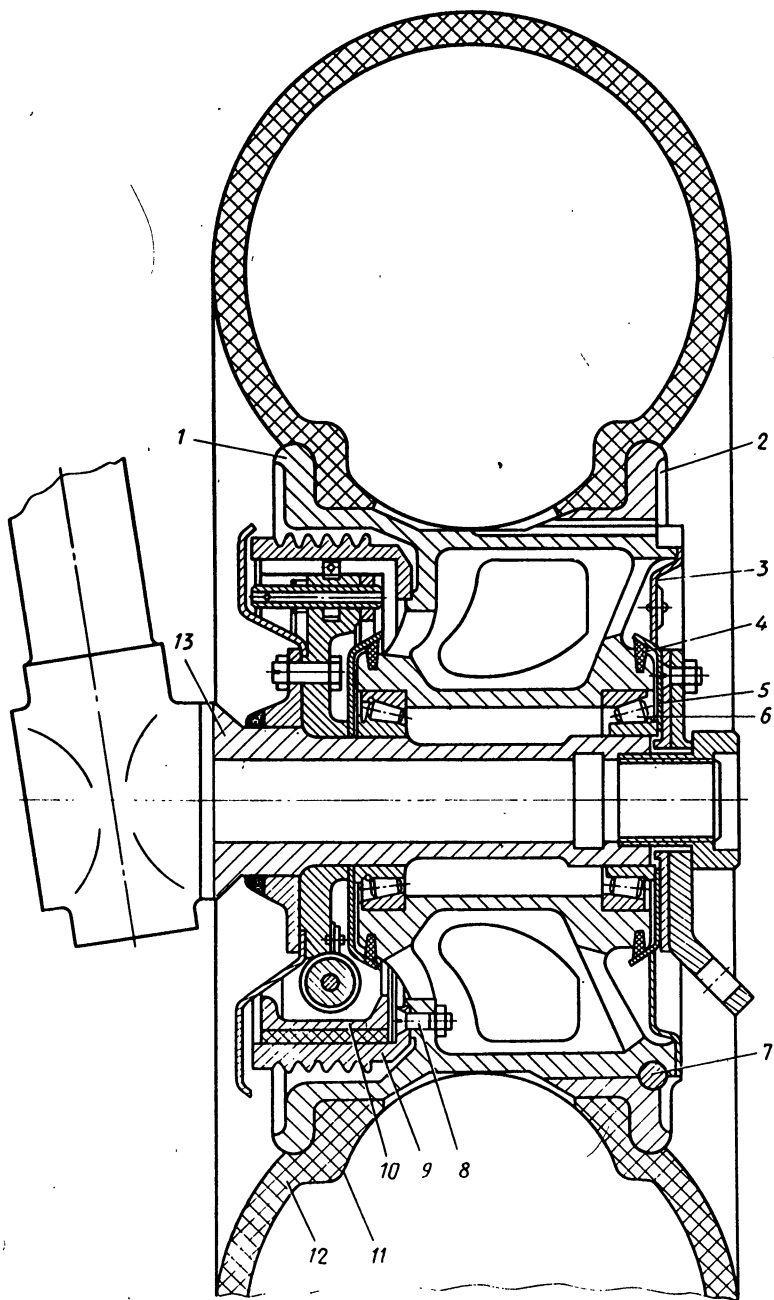


Рис. 4.2. Начало

а

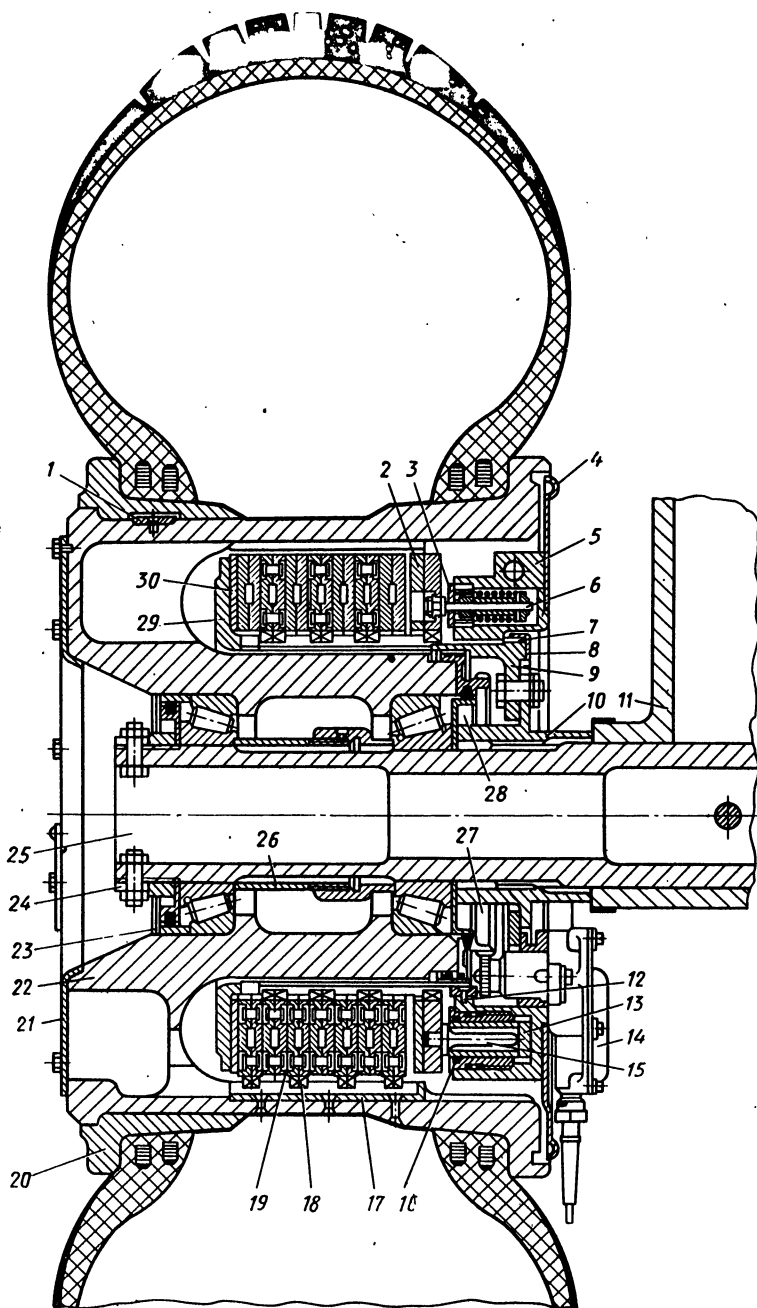


Рис. 4.2. Окончание

5

с многими дисками – на средних и тяжелых самолетах. Кроме того, дисковые тормоза в сравнении с колодочными и камерными имеют значительно меньшие габаритные размеры.

Колеса с дисковыми тормозами показали высокую эксплуатационную надежность. Они обеспечивают поглощение и рассеивание непрерывно возрастающей кинетической энергии современных самолетов. Имеются данные по рассеиванию кинетической энергии (мДж) колесами на ряде современных самолетов:

А-300 В	250
„Каравелла”	150
„Конкорд”	450
„Боинг 707”	310

Эффективным средством, устраняющим перегрев тормозов, является их принудительное охлаждение, которое увеличивает безопасность полета, увеличивает ресурс тормозов и сокращает время их остывания.

В настоящее время получили распространение системы охлаждения тормозов путем обдува воздухом. Охлаждающее устройство состоит из осевого вентилятора и имеет небольшую массу. Воздух засасывается с внешней стороны колеса, омывает тормозные диски и выходит наружу с противоположной стороны. При этом охлаждаются также барабан, подшипники и ось колеса.

Наряду с воздушными системами охлаждения разработаны системы жидкостного охлаждения, которые являются более эффективными и предназначены для самолетов, эксплуатируемых на местных линиях.

Для каждого колеса определяют верхнюю границу установившегося диапазона рабочих температур при совершении самолетом нормальных посадок. В аварийных случаях и условиях прерванного взлета, когда значение кинетической энергии увеличивается, при торможении возникает перегрев, при этом колеса, тормоза и пневматики приводятся в непригодное для дальнейшей эксплуатации состояние. Сопутствующее этому повышение давления в камере может привести к ее взрывному разрушению. Для предотвращения взрыва на колесах устанавливают предохранительные пробки из оловянно-цинкового сплава, которые плавятся при температуре около 200° С и выпускают из камеры воздух за время около 30 с, которое достаточно для останова самолета. Если перегрев тормоза произошел на взлете, посадка со спущенной камерой предпочтительнее, чем посадка с камерой после ее взрывного разрушения.

С увеличением энергоемкости тормоза неизбежно растет его масса, превышая иногда на современных колесах половину массы полностью снаряженного колеса. Наиболее эффективным способом снижения массы колес является применение тормозных дисков из бериллия–легкого и жаропрочного металла, обладаю-

щего большой удельной теплоемкостью, и дисков из углеродного материала. Применение колес с тормозными дисками из бериллия на тяжелом военно-транспортном самолете „Локхид С-5А Гэлекси” (взлетная масса 350 000 кг) позволило уменьшить общую массу тормозных колес на 800 кг в сравнении с массой колес, имеющих стальные диски. Однако высокая стоимость бериллиевых дисков ограничила применение их только на этом самолете. Более широкое распространение получили диски из углеродного материала. Удельная теплоемкость их несколько ниже, чем у бериллия, но вдвое больше, чем у стали.

Использование углеродного материала позволяет повысить температуру дисков до 2500° С и довести число посадок до 3000 (вместо 1000 посадок при применении стальных дисков). Кроме того, меньшая плотность дисков из углеродного материала в сравнении с плотностью дисков из стали позволила при применении их на самолете „Конкорд” уменьшить массу самолета на 540 кг, а массу самолета „Эрбас Индастри А310” на 440 кг. Высокая стоимость тормозных дисков из углеродного материала, а также длительный цикл изготовления не способствуют их широкому распространению.

В настоящее время имеется большое число различных конструктивных решений колес, наилучшим образом приспособленных к специальным условиям эксплуатации самолета.

Характерными примерами таких решений являются:

колеса с принудительными системами охлаждения;

герметические колеса для самолетов-амфибий и самолетов, летающих на больших высотах;

колеса с двумя пневматиками, надеваемыми на один корпус. В такой конструкции во внутреннем пространстве колеса размещается значительно большее число тормозных дисков, при этом увеличивается энергоемкость тормоза;

колеса передних опор со специальными тормозами для создания тормозного момента на старте перед взлетом. Эти тормоза не применяются для уменьшения пробега;

колеса с разъемным барабаном, половины которого свинчиваются болтами для ускорения монтажа пневматика.

Наряду с обычными пневматиками, состоящими из камеры и покрышки, применяют и бескамерные пневматики. Их основными преимуществами являются: меньшая масса (примерно на 25...30% от массы камеры) и большая надежность, которая является следствием отсутствия возможности среза ниппеля при проворачивании покрышки с камерой на барабане колеса, защемлений камеры и образования складок при монтаже. Герметичность бескамерных пневматиков обеспечивается благодаря плотному прилеганию пневматика к ребрам и поверхности барабана, а также наличию в местах прилегания специальных лабиринтовых уплотнений.

ПАРАМЕТРЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕС

Значения параметров и характеристики колес, которые могут быть использованы при эксплуатации на самолете, не должны выходить за пределы, устанавливаемые заводом-изготовителем колес.

Этими параметрами и характеристиками являются:

1. Допустимые значения взлетной и посадочных скоростей самолета, определяющие прочность пневматика и колеса при действии центробежных сил.

2. Стояночные и динамические нагрузки на колесо. Стояночными нагрузками являются силы, действующие на опору шасси на стоянке самолета, когда его сила тяжести равна взлетной или посадочной. Эти силы соответственно обозначаются $P_{ст. взл}$ и $P_{ст. пос}$ и определяются с учетом расчетных взлетной и посадочной сил тяжести самолета, его центровочных данных и расположения опор.

Подбор колес по стояночным нагрузкам следует производить так, чтобы на стоянке самолета при посадочной и взлетной силе тяжести самолета на колеса приходились нагрузки, равные 0,9 от указанных в таблице каталога колес значений $P_{ст. взл}$ и $P_{ст. пос}$, так как статистические данные свидетельствуют, что после постройки самолета его масса против расчетной обычно увеличивается на 10% и более. Следует иметь в виду, что выбор колес по стояночным нагрузкам является предварительным, так как при расчетах характеристик амортизационной системы может оказаться, что выбранные колеса не рассчитаны на нагрузки, которые приходятся на них при работе амортизатора. В таких случаях приходится изменять характеристики амортизационной системы с целью снижения действующих на колеса нагрузок или заменять колеса, выбирая рассчитанные на работу при больших нагрузках.

Динамическими нагрузками являются:

максимально допустимая сила P^{max} , действующая на колесо при поглощении амортизационной системой эксплуатационной работы A^* ;

максимально допустимая динамическая сила $P_{дин}^{max}$ для колес, устанавливаемых на передних опорах, действующая при торможении. При этом обжатие пневматика не должно быть более 50% его полного обжатия [8];

предельная сила $P_{пр}$, действующая на колесо при поглощении амортизационной системой максимальной работы A^{max} . Значение предельной силы определяется формулой

$$P_{пр} = 0,75 P_{разр} \quad (4.11)$$

где $P_{разр}$ – разрушающая сила;

максимально допустимая боковая разрушающая сила P_z^{max} , действующая на колесо в направлении оси Z .

3. Максимальный тормозной момент, создаваемый колесом $M_{\text{тор}}^{\text{max}}$. По этому моменту проводится расчет на прочность тормозных тяг, устанавливаемых в многоколесных тележках.

4. Кинетическая энергия, поглощаемая тормозом колеса за одну нормальную посадку самолета.

5. Кинетическая энергия, поглощаемая тормозом колеса при прерванном взлете, которая превышает кинетическую энергию нормальной посадки в 1,5 раза и более.

6. Минимальное допустимое время между посадками. Это время устанавливается с целью недопущения перегрева тормозов колес. Особенно большое значение этот показатель имеет для самолетов, эксплуатируемых на коротких линиях, когда за небольшое время стоянки и полета колеса не успевают остыть до установленной температуры.

7. Ресурс колеса, который определяется допустимым числом посадок самолета. Этот показатель зависит от многих факторов. На передней опоре протектор изнашивается при числе посадок около 80, на колесах основных опор при эксплуатации самолета в зимних условиях – при 400...500 посадках, а при эксплуатации в странах с жарким климатом число посадок снижается до 150. При восстановлении протектора через 150 посадок пневматики выдерживают 1200 посадок и более. Большое влияние на ресурс оказывает фактор старения материала пневматика, устанавливающий срок эксплуатации пневматиков с момента их изготовления.

За последние годы проведен большой объем работ по усовершенствованию колес. Увеличились взлетные и посадочные скорости, нагрузки, энергоемкость тормозов, ресурс, и снизилась масса. Однако на долю колес все же приходится наибольшее после двигателя число отказов и к ним предъявляются все более жесткие требования, направленные на обеспечение безопасности.

В последнее время к пневматикам предъявляются требования, которые способствуют значительному повышению их работоспособности при нормальных эксплуатационных нагрузках. Предъявлены к колесам и совершенно новые требования: обеспечение качения колеса без пневматиков на расстояние 5...9 км без разрушения, применение бортовых индикаторов давления в пневматиках и систем поддержания в них нужного давления. Для самолетов, на опорах которых устанавливаются многоколесные тележки, такие системы имеют исключительно важное значение, так как при падении давления в одном из пневматиков на 20% он может не выдержать взлетного или посадочного режима. Обнаружить же при наружном осмотре понижение давления в пневматике одного из колес практически невозможно.

Возможность регулирования и поддержания нужного давления в пневматиках при значительных изменениях температуры воздуха в них и утечках позволяет создавать в них оптимальное давление, соответствующее посадочной силе тяжести самолета и

длине ВПП. Это давление обеспечивает рациональные режимы работы пневматиков и увеличивает их надежность.

ДИАГРАММА РАБОТЫ КОЛЕСА

Графическое изображение зависимости $P_k = f(\delta_{\text{пн}})$ (рис. 4.3), связывающей силу P_k , действующую на пневматик колеса, с его статическим обжатием $\delta_{\text{пн}}$, носит название диаграммы работы колеса. Для каждого колеса в зависимости от внутреннего зарядного давления, допустимые пределы изменения которого устанавливаются заводом-изготовителем, строят диаграммы $P_k = f(\delta_{\text{пн}})$. На диаграмме работы колеса указаны $P_{\text{ст. пос.}}$, $P_{\text{ст. взл.}}$, P_{max} , $P_{\text{пр}}$ и $P_{\text{дин.}}$.

Значение максимально допустимой нагрузки P_{max} для большинства колес устанавливается при обжатии δ_{max} , которое соответствует $0,95 \delta_{\text{пн}}^{\text{max}}$, где $\delta_{\text{пн}}^{\text{max}}$ максимальное обжатие пневматика.

Работа, воспринимаемая пневматиком при его обжатии, численно равна площади, ограниченной зависимостью $P_k = f(\delta_{\text{пн}})$ и осью абсцисс. До силы P_1 эта зависимость близка к линейной (см. пунктирную линию) и работа пневматика $A_{\text{пн}}$ при обжатии определяется формулой

$$A_{\text{пн}} = k P_k \delta_{\text{пн}} / 2, \quad (4.12)$$

где k – коэффициент, учитывающий нелинейность зависимости $P_k = f(\delta_{\text{пн}})$.

Значение коэффициента k принимается равным 0,9.

Работа, поглощаемая пневматиком при обжатии до силы P_{max} , обозначается A_{max} . Согласно НЛГС амортизационная система должна поглощать всю приходящуюся на нее эксплуатационную работу A^* . Из диаграммы работы колеса следует, что при возрастании действующей на колесо силы от P_1 до $P_{\text{пр}}$ работа пневматика не увеличивается, так как не увеличивается его обжатие. Если обжатие δ_{max} составляет 0,95 от максимального обжатия пневматика $\delta_{\text{пн}}^{\text{max}}$, максимальная работа пневматика $A_{\text{пн}}^{\text{max}}$ больше работы A_{max} примерно на 10%.

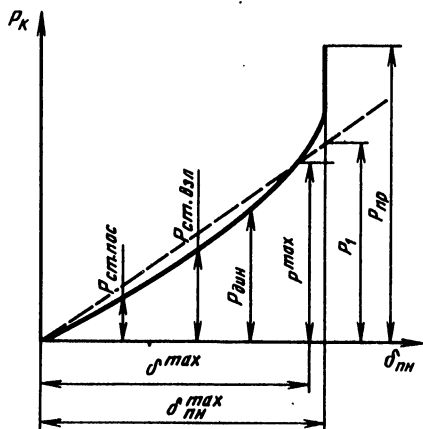


Рис. 4.3. Диаграмма работы колеса

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТИПА, РАЗМЕРА И ЧИСЛА КОЛЕС, УСТАНОВЛИВАЕМЫХ НА ОПОРУ

Существующая номенклатура колес согласно инструктивных материалов ИКАО [9] разделена на четыре категории в зависимости от зарядного давления в пневматиках (10^5 Па):

высокая.....	давление не ограничено
средняя.....	10...15
низкая.....	5...10
очень низкая	≤ 5

Сначала определяют принадлежность пневматика к определяемой категории на основании требований по проходимости и допустимых значений взлетной и посадочной скоростей, которые указаны в каталоге колес. Под проходимостью понимается возможность длительной эксплуатации самолета на ВПП без ее повреждения. Вследствие этого при выборе колес, устанавливаемых на опору шасси, необходимо учитывать прочность поверхности ВПП аэродромов, на которых будет эксплуатироваться самолет.

Для самолетов, эксплуатируемых на аэродромах с грунтовыми ВПП, давление в пневматиках колес не должно превышать определенного значения:

ВПП.....	максимальное давление в пневматиках $\cdot 10^5$, Па
сыпучий песок	1,8...2,5
несыпучий песок	2,8...4,2
травянистая болотистая поверхность	2,1...3,2
твердая травянистая поверхность.....	3,2...4,2

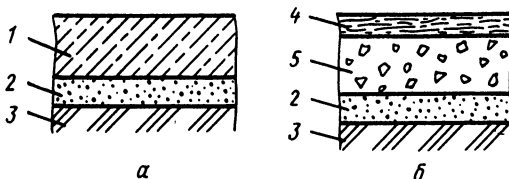
Когда сила, действующая на одно колесо, превышает 45000 Н и давление в пневматике более $4 \cdot 10^5$ Па, самолет нужно эксплуатировать на ВПП с твердым искусственным покрытием. При этом необходимо согласовать воздействие колес на покрытие, которое зависит от силы тяжести самолета, количество колес, зарядное давление в них и их взаимное расположение на основных и передних опорах.

Твердые искусственные покрытия аэродромов разделяются на два класса:

1. Жесткое покрытие (рис. 4.4, а), состоящее из отдельных бетонных плит, уложенных на подстилающий слой сравнительно небольшой толщины. Разрушение такого покрытия обычно происходит по ребрам и углам плит. Особенно быстро разрушение наступает на глинистом грунте. Песчаный грунт создает лучшие условия передачи нагрузки с плиты, распределяя ее на большую площадь.
2. Нежесткое покрытие (рис. 4.4, б), представляющее собой сравнительно толстый слой асфальта, положенный на основание из

Рис. 4.4. ВПП:

а — с жестким покрытием;
б — с нежестким покрытием;
1 — плита бетонная;
2 — слой подстилающий;
3 — грунт; 4 — асфальт; 5 —
основание



гравия или песка часто с промежуточным слоем битого камня. Толщина такого покрытия почти в два раза больше жесткого. Покрытие считается поврежденным, если на нем имеются вмятины, глубина которых превышает 2,5 мм.

Если производится посадка самолетов, у которых нагрузка на шасси превышает установленную для данного аэродрома, происходит быстрое разрушение ВПП.

Для самолетов, эксплуатируемых на аэродромах с искусственным покрытием, рекомендуются следующие давления в пневматиках:

ВПП.....	максимальное давление в пневматике · 10 ⁵ , Па
с жестким покрытием	8,5...14
с нежестким покрытием	5...6,3
гудронированные	3,5...5

Метод оценки прочности ВПП базируется на экспериментально установленной зависимости между несущей способностью покрытия и площадью контакта пневматика с его поверхностью. В основу метода положена система номерной классификации коэффициентов *LCN*, принятая как стандарт ИКАО. Значения *LCN* определяют как для ВПП, так и для шасси самолета.

Значение *LCN* для шасси не должно превышать значения этого параметра для ВПП, с которой предполагается эксплуатация данного самолета. В настоящее время фактические значения *LCN* определены для ВПП важнейших аэропортов мира.

В табл. 4.2 представлены силы, действующие на пневматик колеса, и давления в пневматике в зависимости от коэффициентов *LCN*.

Приведенные на рис. 4.5 зависимости получены путем длительных испытаний различных самолетов на ВПП с жестким и нежестким покрытиями. Они применимы для расчета одноколесных опор шасси. Расчет опор, на которых установлены многоколесные тележки, осложняется тем, что нагрузка на покрытие ВПП передается через несколько контактных площадей, находящихся на некотором расстоянии друг от друга.

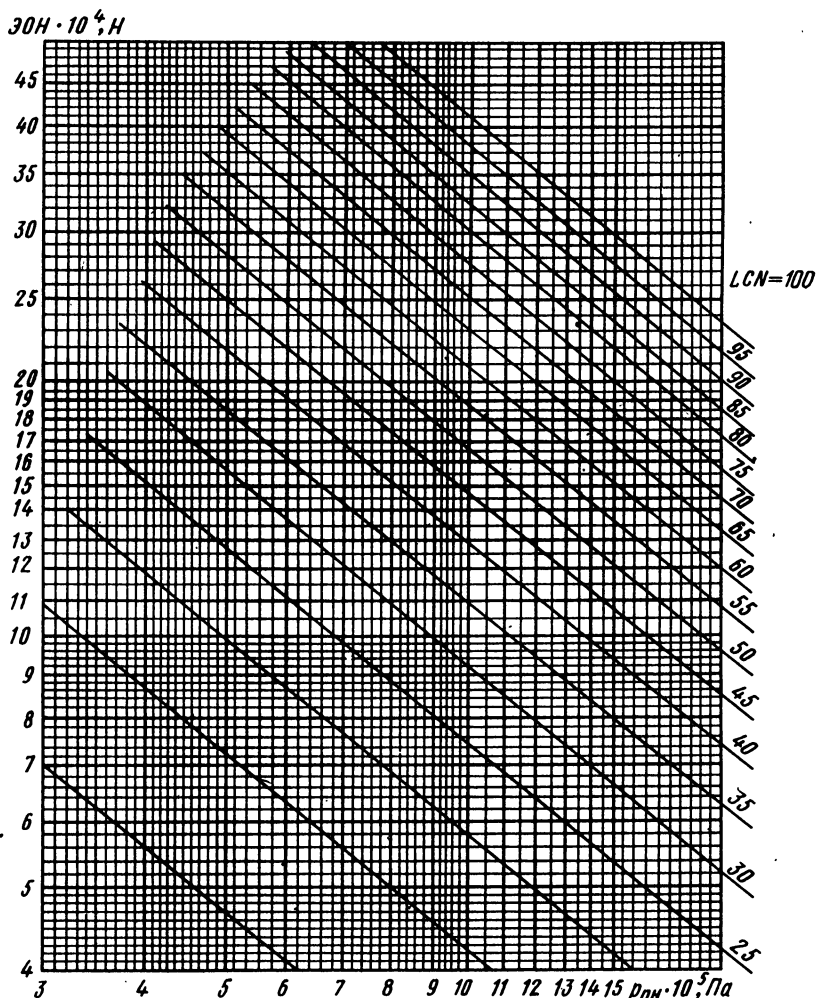


Рис. 4.5. Зависимость LCN от давления в пневматике и ЭОН

Это затруднение устраняется введением понятия эквивалентной одноколесной нагрузки (ЭОН), которая представляет собой нагрузку от одноколесной опоры самолета, равную по силовому эффекту воздействия на покрытие нагрузке от реальной опоры самолета, с учетом числа колес и взаимного их расположения на опоре при равных давлениях в пневматике условного колеса и в пневматиках реальных колес. При заданной нагрузке на опору распределение напряжений в покрытии ВПП от нескольких колес имеет более благоприятный характер, чем от одного колеса.

Таблица 4.2

Сила P_k , действующая на пневматик колеса, Н	Давление $p_{пн}$ в пневматике $\cdot 10^5$, Па	LCN
454 000	8,44	100
408 000	8,09	90
363 000	7,74	80
318 000	7,38	70
272 000	7,03	60
227 000	6,68	50
181 000	6,33	40
136 000	5,98	30
91 000	5,62	20
45 000	5,27	10

Средние значения коэффициентов редуцирования нагрузок, получаемые делением реальной статической нагрузки от опоры на ЭОН, составляют 4/3 для двух колес и 2 для двух пар колес [14]. ЭОН от многоколесных опор шасси при жестком покрытии ВПП определяют следующим образом: находят изгибающий момент, вызываемый действием всей группы колес, а затем определяют нагрузку от условного колеса – ЭОН, создающую такой же изгибающий момент, при соблюдении равенства давлений в пневматиках. Согласно полученному значению ЭОН по зависимостям, приведенным на рис. 4.5, определяют значение LCN .

Поскольку при расчете учитывается упругость покрытия, то каждое шасси будет иметь различные значения LCN на различных ВПП. Вследствие этого и методы расчета ЭОН для ВПП с жестким и нежестким покрытием различны [14].

В качестве примера рассмотрим методику определения ЭОН и для жесткого покрытия ВПП. Прочность ВПП характеризуется радиусом относительной жесткости бетона L , который является показателем распространения деформации по поверхности от центра площади эллипса, на которую действует нагрузка, создаваемая колесом.

Значение L определяется формулой

$$L = c\delta^{3/4}, \quad (4.13)$$

где c – постоянная, учитывающая жесткость покрытия, см; δ – толщина бетонной плиты ВПП, см.

Для мягкого основания ВПП $c = 10,1$ см, а для твердого – 7,7 см.

На основании экспериментальных данных для двух колес, расположенных на одной оси, и четырехколесной тележки построены соответственно графики, приведенные на рис. 4.6 и 4.7.

Зная расчетное или заданное значение L , расположение колес (радиусы S_T и S_B) и площадь контакта F пневматиков с поверхностью ВПП, рассчитывают значение ЭОН.

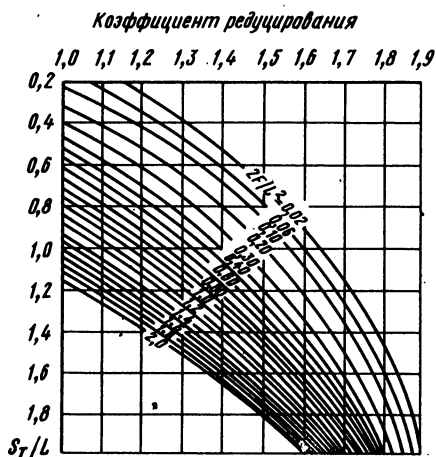


Рис. 4.6. Графики для определения коэффициента редуцирования нагрузок для жесткого покрытия и двух колес

Площадь контакта одного пневматика F определяется по действующей на него силе P_k , деленной на зарядное давление p :

$$F = P_k / p. \quad (4.14)$$

При определении ЭОН для двух колес (см. рис. 4.6) площадь контакта принимается равной $2F$, а для че-

тырехколесной тележки (см. рис. 4.7) – $4F$.

Определив значение ЭОН, находят значение LCN .

ЭОН для нежестких покрытий можно определять по формулам для двухколесной тележки

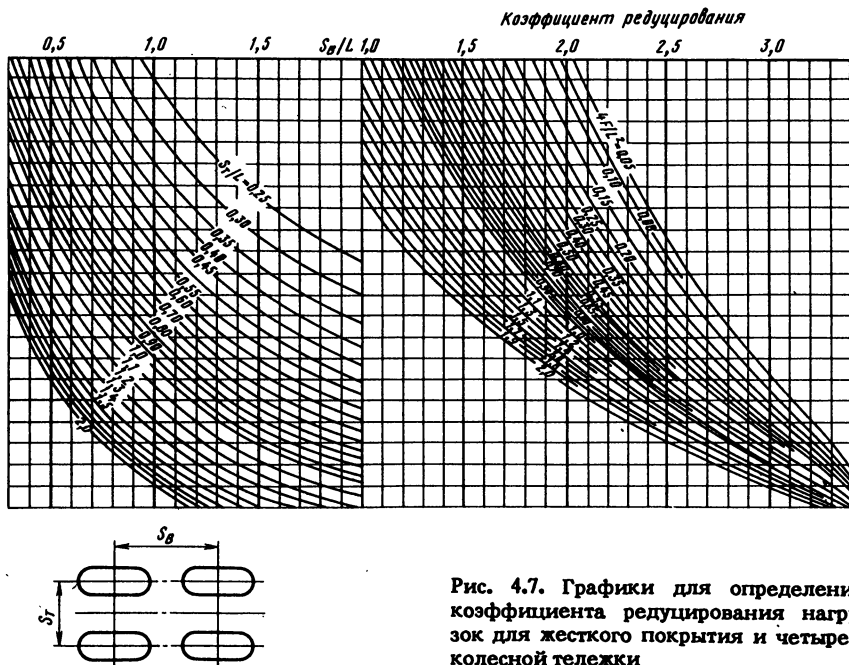


Рис. 4.7. Графики для определения коэффициента редуцирования нагрузок для жесткого покрытия и четырехколесной тележки

$$\lg \Theta_{OH} = \lg P_k + 0,3 (\lg \delta - \lg D/2) / (\lg 2 S_T - \lg D/2) \quad (4.15)$$

и для четырехколесной тележки

$$\lg \Theta_{OH} = \lg P_k + 0,6 (\lg \delta - \lg D/2) / (\lg 2 S_T - \lg D/2). \quad (4.16)$$

В табл. 4.3 приведены допустимые параметры для самолетов, характеризующие нагрузку на ВПП.

Таблица 4.3

Тип самолета	$m_{взл}$	Давление в пневматиках $\cdot 10^5$, Па	LCN
„Фоккер F27 МК 500”	20400	5,6	19
„Фоккер F28 МК 2000”	29500	7	27
„Макдоннел-Дуглас ДС-9-10”	41300	9	39
„Боинг 707-320”	136500	9,45	58

При выборе размера и числа колес, устанавливаемых на опору, для обеспечения заданных условий по проходимости необходимо учитывать значительные расхождения характеристик колес, имеющих одинаковые наружные диаметры пневматиков D , но различные зарядные давления. В табл. 4.4 приведены характеристики четырех тормозных колес, принадлежащих категориям B (с высоким зарядным давлением) и A (с низким давлением).

Таблица 4.4

Категория колес	$D \times b$, мм	$p \cdot 10^5$, Па	$P_{ст. взл}$, Н
B	660×160	8,7	28500
A	660×285	4,5	18650
B	950×250	9	46000
A	950×350	4	21000

Приведенные в табл. 4.4 данные показывают, что, с одной стороны, выгодно применять колеса с пневматиками, имеющими большие зарядные давления. Увеличиваются допустимые на колеса нагрузки $P_{ст. взл}$ и уменьшается ширина колес b , вследствие чего они размещаются в меньших по габаритным размерам отсеках. С другой стороны, из-за увеличения зарядного давления резко ухудшается проходимость самолета.

Статические данные по массе и числу колес, устанавливаемых на самолет, показывают, что увеличение числа колес для восприятия приходящейся на них нагрузки позволяют несколько уменьшить их массу и занимаемые ими в самолете объемы. Увеличение числа колес на самолете в большинстве случаев приводит также к уменьшению площади миделя фюзеляжа или гондолы, в которых

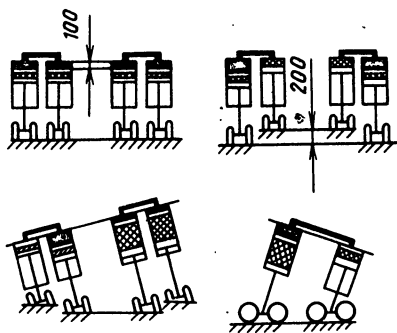


Рис. 4.8. Схемы выравнивания нагрузок на опорах самолета „Боинг 747”

размещаются колеса в убранном положении, площади вырезов в планере, площади створок и к увеличению надежности самолета.

Согласование несущих способностей ВПП с непрерывно возрастающими полетными массами современных самолетов привело

к применению многоопорных шасси с многоколесными тележками, которые позволяют рассредоточить нагрузки на большую площадь покрытия (см. рис. 1.2). Кроме того, многоопорные схемы обладают преимуществом при переезде препятствий, они поднимают самолет на меньшую высоту и поэтому уменьшают нагрузки, действующие на опоры. В табл. 4.5 приведены данные по числу опор и колес, устанавливаемых на самолеты с взлетными массами более 200 000 кг.

Таблица 4.5

Самолет	Взлетная масса, кг	Число основных опор × число колес на каждой опоре	Число колес на передней опоре	Число колес на самолете
„Ил-86	209 000	3 × 4	2	14
„Макдоннел-Дуглас DC-10/30”	253 000	3 × 4	2	14
„Боинг 747”	360 000	4 × 4	2	18
„Локхид С-5А”	360 000	4 × 6	4	28

Для равномерного распределения нагрузки на опоры многоопорных шасси при переезде неровностей, кренах и посадках со значительными углами тангажа применяют специальные системы выравнивания нагрузок (рис. 4.8).

Применение многоопорных шасси на самолетах создает и более выгодные условия для их размещения в убранном положении.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ УСТАНОВКИ КОЛЕС НА МНОГОКОЛЕСНЫЕ ТЕЛЕЖКИ

При применении многоколесных тележек с креплением колес на двух и более параллельных осях соприкосновение колес с ВПП и их равномерное загрузке при наезде на неровности может быть обеспечено при креплении тележек к опорам шасси с помощью карданных подвесов, обеспечивающих поворот тележек одновременно относительно осей $O_1 O_1$ и $O_2 O_2$ (рис. 3.9, а).

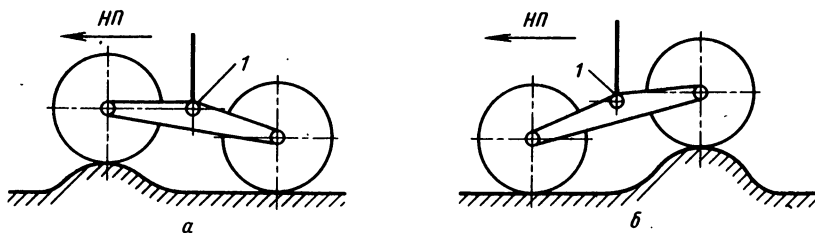


Рис. 4.9. Схема переезда через неровность двухосной четырехколесной тележки: а – переезд передними колесами; б – переезд задними колесами; 1 – ось подвески тележки

Однако применение карданных подвесов целесообразно лишь для самолетов с большими взлетными массами, при закреплении на тележке восьми и более колес и при значительном расстоянии между ними. Такой способ закрепления двухосной восьмиколесной тележки применен на самолете Ту-144.

Для самолетов, на опорах которых установлены двух- и трехосные тележки с закрепленными на каждой оси двумя колесами, применение карданного подвеса не целесообразно, так как увеличиваются масса и габаритные размеры конструкции, а неровности в плоскости YOZ не оказывают практического влияния на загрузку колес из-за малого расстояния между опорами.

Вследствие этого на современных самолетах двух- и трехосные тележки на опору подвешиваются на одной оси, которая обеспечивает равномерное нагружение колес при переезде неровностей (рис. 4.9). Однако крепление тележки на свободно вращающейся оси приводит к неравномерному нагружению колес при торможении, а при уборке и выпуске – к изменению положения тележки относительно опоры шасси из-за действия на нее силы тяжести и аэродинамических сил.

При торможении (рис. 4.10) тормозные силы, сумма которых определяется произведением $P_{ст} \mu$, где $P_{ст}$ – сила, действующая на опору шасси при стоянке; μ – коэффициент трения колес о ВПП, создают относительно шарнира 1 крепления тележки момент

$$M_{ш} = P_{ст} \mu h. \quad (4.17)$$

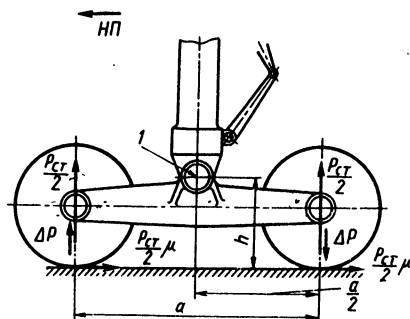


Рис. 4.10. Схема перераспределения нагрузок на колесах двухосной тележки: 1 – шарнир

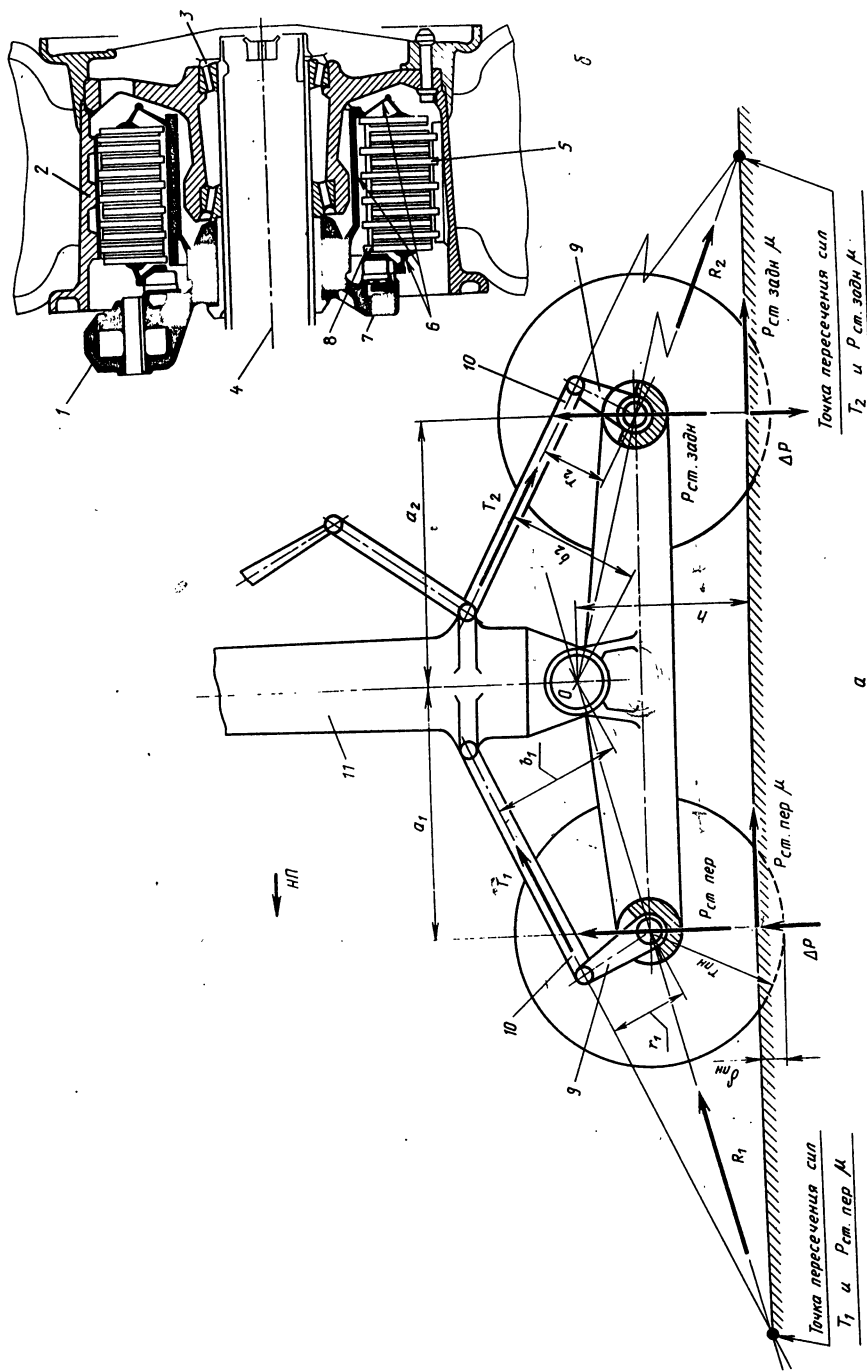


Рис. 4.11. Схема для определения направления тормозных тяг и точек их присоединения:
 а — при креплении тяг к рычагам; б — при специальной конструкции колес; 1 — тормоз; 2 — барабан; 3 — подшипник роликовый;
 4 — ось неподвижная; 5 — диск тормозной; 6 — фланец; 7 — цилиндр гидравлический; 8 — диск; 9 — рычаг; 10 — тяга тормозная;
 11 — шток амортизатора

Момент $M_{ш}$ уравнивается моментом сил ΔP :

$$\Delta P \cdot a = P_{ст} \mu h. \quad (4.18)$$

Под действием сил ΔP передние колеса догружаются, а задние – разгружаются, вследствие чего уменьшается эффективность торможения, так как тормоз колеса рассчитан на восприятие определенного тормозного момента, и, кроме того, увеличивается неравномерность износа протекторов колес. Однако, если осуществить свободное вращение осей крепления колес во втулках траверсы тележки, а для восприятия тормозного момента на осях неподвижно закрепить рычаги 9 (рис. 4.11, а) и связать их тормозными тягами 10 со штоком 11 амортизатора, силы $\Delta P_{ст}$, вызывающие перераспределение сил, действующих на опору шасси на стоянке, в процессе торможения при правильно выбранных направлениях тяг могут быть доведены до нуля.

Следует отметить, что вращающиеся на осях колес рычаги и присоединенные к ним тормозные тяги, соединяющие рычаги со штоком амортизатора, не препятствуют отклонениям тележки от нейтрального положения, так как образуют четырехзвенный шарнирный механизм.

Условие равновесия сил, приложенных к тележке, можно представить в виде равенства

$$\begin{aligned} \Sigma M_{ш} = P_{ст.пер} a_1 - P_{ст.задн} a_2 + \Delta P(a_1 + a_2) - (P_{ст.пер} + P_{ст.задн}) \times \\ \times \mu h + T_1 b_1 + T_2 b_2 = 0. \end{aligned} \quad (4.19)$$

Если не происходит перераспределения сил между колесами при торможении, силы $\Delta P = 0$ и выполняется равенство

$$P_{ст.пер} a_1 = P_{ст.задн} a_2. \quad (4.20)$$

Тогда очевидно, что

$$(P_{ст.пер} + P_{ст.задн}) \mu h = T_1 b_1 + T_2 b_2. \quad (4.21)$$

Следовательно, тележка под действием сил T_1 , T_2 и тормозных сил $P_{ст.пер} \mu$ и $P_{ст.задн} \mu$ находится в равновесии, которое возможно лишь, если направления сил R_1 и R_2 , являющихся геометрической суммой тормозных сил и сил, действующих на тормозные тяги, проходят через соответствующие оси колес и ось O подвески тележки. При этом имеют место уравнения

$$T_1 r_1 = P_{ст.пер} \mu (r_{пн} - \delta_{пн}); \quad (4.22)$$

$$T_2 r_2 = P_{ст.задн} \mu (r_{пн} - \delta_{пн});$$

$$T_1 b_1 = P_{ст.пер} \mu h;$$

$$T_2 b_2 = P_{ст.задн} \mu h. \quad (4.23)$$

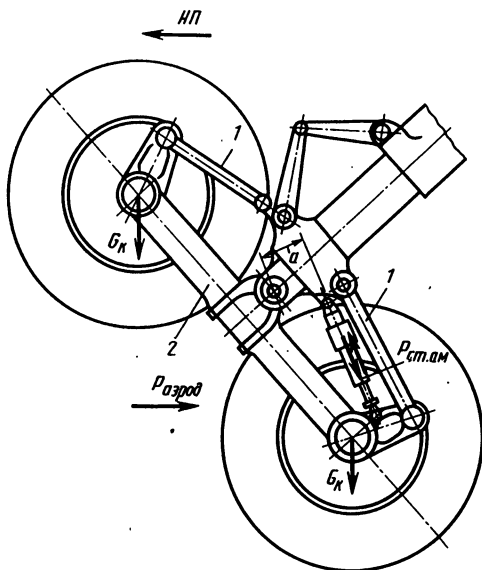


Рис. 4.12. Схема для определения силы, создаваемой стабилизирующим амортизатором:
1 — тяга тормозная; 2 — траверса

Значение $r_{\text{пн}} - \delta_{\text{пн}}$ известно, следовательно, уравнения (4.22) и (4.23) дают возможность определить соотношения между размерами r , b и h , а следовательно, и расположение шарниров на штоке амортизатора и рычаге:

$$\begin{aligned} r_1/b_1 &= (r_{\text{пн}} - \delta_{\text{пн}})/h; \\ r_2/b_2 &= (r_{\text{пн}} - \delta_{\text{пн}})/h. \end{aligned} \quad (4.24)$$

При рассмотренном способе установки тормозных тяг значительно усложняется конструкция траверсы тележки и увеличивается ее масса.

Установка на тележку колес специальной конструкции позволяет уменьшить перечисленные недостатки (рис. 4.11, б).

Барaban 2 таких колес с закрепленными на нем подвижными тормозными дисками 5 вращается на роликовых подшипниках 3 относительно неподвижной оси 4. Для образования тормозных сил гидравлический цилиндр 7 с помощью нажимного и упорного фланцев 6 прижимает диски 5 к дискам 8, которые закреплены на корпусе тормоза 1. Фиксация же корпуса тормоза относительно оси 4 осуществляется тормозной тягой, которая соединяет его со штоком амортизатора.

Для выбора месторасположения шарниров на корпусе тормоза и штоке амортизатора, определяющих положение тормозной тяги, составляются уравнения, аналогичные уравнениям (4.22) и (4.23).

Для фиксации положения тележки относительно опоры шасси в выпущенном и убранном положениях и в процессе уборки и

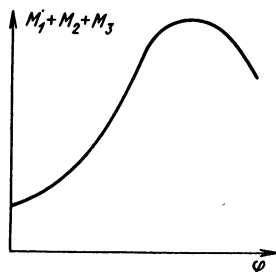


Рис. 4.13. Зависимость $M_1 + M_2 + M_3 = f(\varphi)$

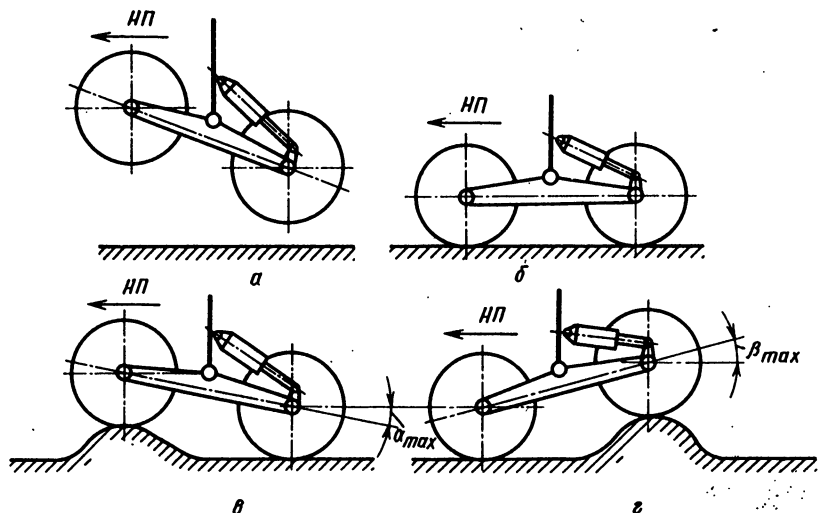


Рис. 4.14. Схемы работы стабилизирующего амортизатора:

а — положение тележки нейтральное фиксируемое; б — положение тележки на ВПП; в — переезд неровности передними колесами; г — переезд неровности задними колесами

выпуска применяют стабилизирующий амортизатор или амортизатор положения. Начальную силу $P_{ст. ам}$, создаваемую стабилизирующим амортизатором, и плечо его подвески (рис. 4.12) выбирают так, чтобы момент, создаваемый $P_{ст. ам}$ относительно оси подвески тележки, был больше суммы моментов силы тяжести и аэродинамических сил $P_{аэрод}$, действующих на тележку, и момента сил трения в шарнире подвески в процессе уборки и выпуска шасси:

$$P_{ст. ам} a > M_1 + M_2 + M_3, \quad (4.25)$$

где M_1 — момент силы тяжести тележки и колес относительно оси подвески тележки; M_2 — момент аэродинамических сил относительно оси подвески тележки; M_3 — момент сил трения в тележке.

Максимальная сумма моментов $M_1 + M_2 + M_3$ определяется по графику $M_1 + M_2 + M_3 = f(\varphi)$, где φ — угол уборки шасси (рис. 4.13).

Нейтральное фиксируемое положение (рис. 4.14, а) относительно опоры шасси выбирают из условия обеспечения при посадках первоначального касания поверхности ВПП задними колесами тележки. Это обеспечивает снижение посадочной перегрузки и действующих на шасси лобовых нагрузок, так как раскрутка колес происходит в два этапа.

Ходы растяжения и сжатия стабилизирующего амортизатора с некоторым запасом при переездах через нормированные неровно-

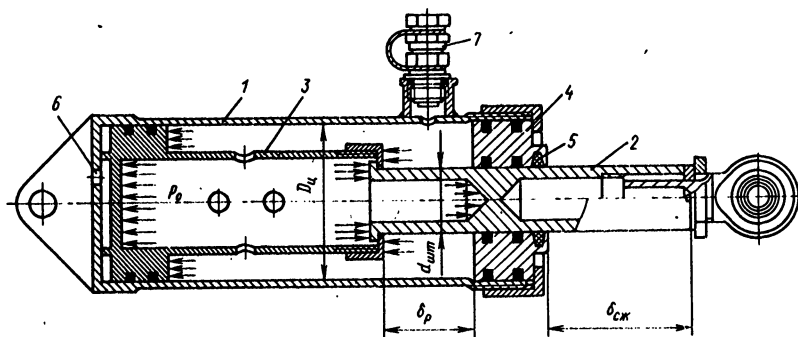


Рис. 4.15. Стабилизирующий амортизатор:

1 – цилиндр; 2 – шток; 3 – поршень; 4 – направляющая буска с герметизирующими уплотнениями; 5 – obturator; 6 – отверстие для выхода воздуха; 7 – клапан зарядный; p_0 – давление начальное зарядное; δ_p , $\delta_{сж}$ – ходы растяжения и сжатия амортизатора

сти ВПП определяются углами отклонения тележки α и β (рис. 4.14, в, г). Стабилизирующий амортизатор представляет собой пневматическую пружину, работающую на растяжение и сжатие (рис. 4.15).

Стабилизирующий амортизатор заряжается техническим азотом через стандартный зарядный клапан. Давление азота при зарядке обычно не превышает $130 \cdot 10^5$ Па, что позволяет использовать стандартное компрессорное оборудование для азота. Перед зарядкой в азотную полость стабилизирующего амортизатора заливают небольшое количество масла АМГ-10 (ГОСТ 6794-75). Масло снижает силы трения и износа, предохраняет поверхности от коррозии и обеспечивает более надежную работу уплотнительных колец.

Диаграммой работы стабилизирующего амортизатора называется график изменения действующей вдоль оси амортизатора силы при его растяжении и сжатии $P=f(\delta)$ (рис. 4.16).

Начальная сила P_{p0} , при которой стабилизирующий амортизатор начинает растягиваться, определяется уравнением

$$P_{p0} = P_0 (\pi D_{ц}^2 / 4 - \pi d_{шт}^2 / 4), \quad (4.26)$$

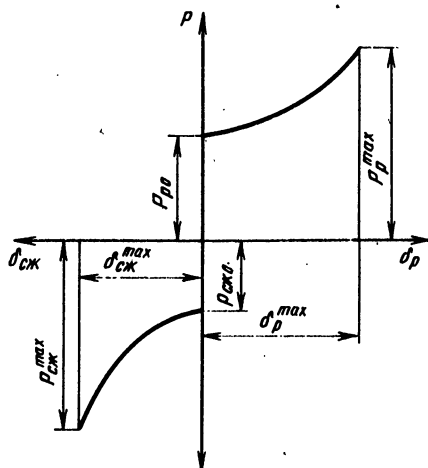


Рис. 4.16. Диаграмма работы стабилизирующего амортизатора

где p_0 – начальное зарядное давление азота; $D_{ц}$ – внутренний диаметр цилиндра стабилизирующего амортизатора; $d_{шт}$ – наружный диаметр штока стабилизирующего амортизатора.

Начальная сила $P_{сж0}$, при которой стабилизирующий амортизатор начинает сжиматься, определяется уравнением

$$P_{сж0} = p_0 \pi d_{шт}^2 / 4. \quad (4.27)$$

Когда площадь штока стабилизирующего амортизатора вдвое меньше рабочей площади цилиндра, начальные силы растяжения и сжатия стабилизирующего амортизатора равны между собой.

При построении диаграммы работы стабилизирующего амортизатора используют политропическое уравнение сжатия газа

$$p V^k = \text{const}, \quad (4.28)$$

где V – объем; k – показатель политропы.

Обычно $k = 1, 1.1 \dots 1.2$. Задаваясь рядом последовательных значений ходов амортизатора δ_i , по уравнению

$$V_i = V_0 - F_p \delta_i, \quad (4.29)$$

где V_0 – начальный объем; F_p – расчетная площадь поршня при растяжении, определяют текущие значения объемов V_i .

При работе стабилизирующего амортизатора на растяжение

$$F_p = \pi D_{ц}^2 / 4 - \pi d_{шт}^2 / 4, \quad (4.30)$$

а при работе на сжатие

$$F_{сж} = \pi d_{шт}^2 / 4. \quad (4.31)$$

Подставляя значения V_i в уравнение $p_0 V_0^k = p_i V_i^k$, определяют значения p_i и силы, действующей вдоль оси стабилизирующего амортизатора,

$$P = p_i F, \quad (4.32)$$

где $F = F_{сж}$ или F_p .

Помимо фиксации тележки относительно амортизатора шасси, стабилизирующий амортизатор частично поглощает работу внешних нагрузок, возникающих при рулении, разбега, пробеге и первоначальном ударе при посадке.

После отрыва самолета от ВПП, когда стабилизирующий амортизатор возвращает тележку в нейтральное положение, энергия его газа разгоняет тележку, а образующиеся при этом инерцион-

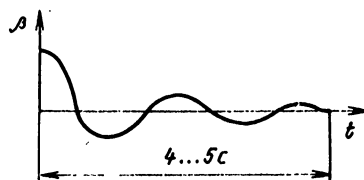


Рис. 4.17. График изменения β после взлета

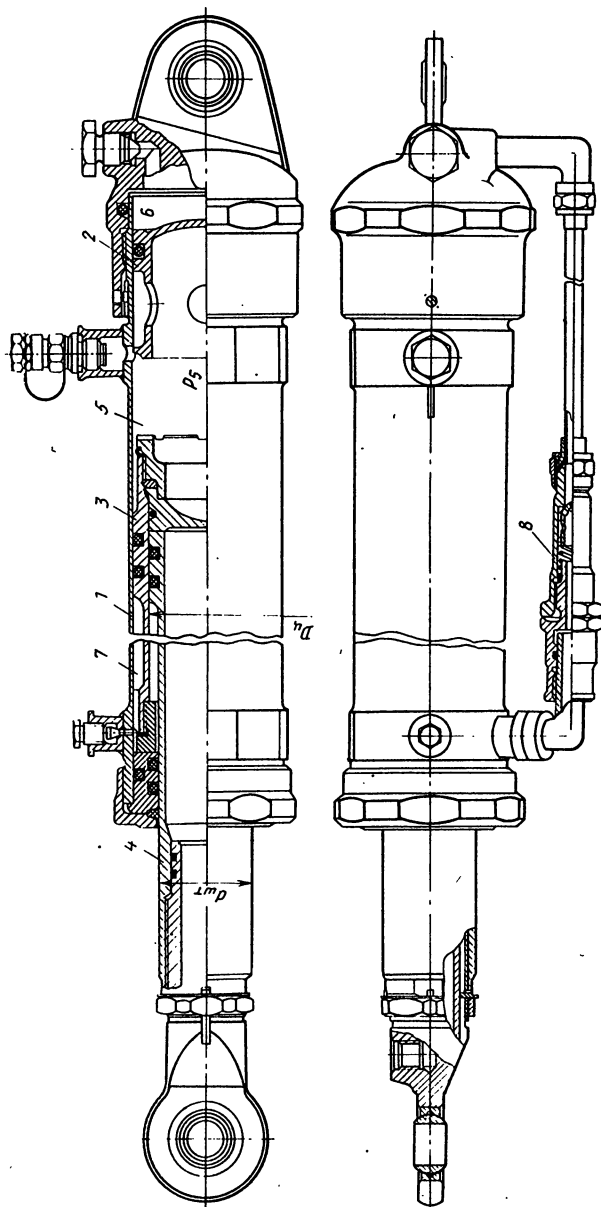


Рис. 4.18. Стабилизирующий амортизатор с клапаном демпфирования:
1 — цилиндр; 2 — поршень плавающий; 3 — шток; 4 — шток; 5, 6, 7 — камеры; 8 — клапан демпфирования

ные силы создают продольные колебания тележки (углы β) относительно шарнира подвески (рис. 4.17). Время t , в течение которого происходят колебания тележки, зависит от силы тяжести тележки и колес, а также от энергии, которой обладает стабилизирующий амортизатор. Колебания тележки усложняют пилотирование самолета и увеличивают время уборки шасси.

Для уменьшения времени затухания колебаний применяют стабилизирующий амортизатор с клапаном демпфирования (рис. 4.18). Этот амортизатор состоит из герметичного цилиндра 1, в котором размещены плавающий поршень 2, плавающий цилиндр 3 и шток 4 с поршнем, образующие камеры. Камера 5 заполнена азотом под давлением p_5 , а камеры 6 и 7 – маслом АМГ-10. Герметичность азотной камеры 5 обеспечивается манжетными уплотнениями, расположенными на плавающем поршне 2 и плавающем цилиндре 3.

Жидкостные камеры 6 и 7 соединены между собой наружным трубопроводом, в котором расположен клапан демпфирования 8. Герметичность жидкостных камер обеспечивается манжетными уплотнениями.

Нейтральное положение стабилизирующего амортизатора при заданных объемах жидкостных камер 6 и 7 соответствует равенству зарядного начального давления p_5 в азотной камере, давлениям в жидкостных камерах p_6 и p_7 :

$$p_5 = p_6 = p_7. \quad (4.33)$$

При обжатии стабилизирующего амортизатора на $\delta_{сж}$ объем азотной камеры уменьшается на $\pi d_{шт}^2 \delta_{сж}/4$, а при растяжении на δ_p объем газовой камеры уменьшается на $(\pi D_{ц}^2/4 - \pi d_{шт}^2/4) \delta_p$.

Клапан демпфирования, создавая гидравлическое сопротивление при перетекании жидкости через калиброванное отверстие, часть энергии сжатого газа превращает в тепловую энергию и рассеивает. Вследствие этого уменьшается работа, затрачиваемая на колебания тележки. Диаграмма работы стабилизирующего амортизатора при демпфировании колебаний тележки показана на рис. 4.19.

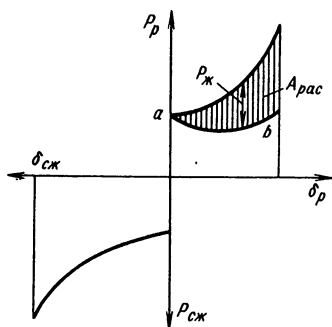


Рис. 4.19. Диаграмма работы стабилизирующего амортизатора при демпфировании колебаний тележки:

$A_{рас}$ — работа, соответствующая рассеиваемой энергии; $P_ж$ — сила гидравлического сопротивления при перетекании жидкости

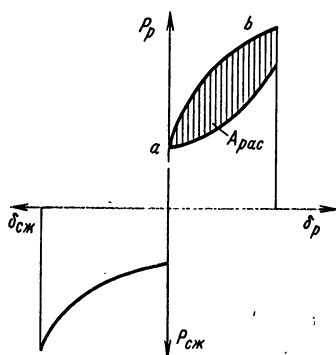


Рис. 4.20. Диаграмма работы стабилизирующего амортизатора при поглощении части энергии посадочного удара

При применении стабилизирующего амортизатора с клапаном демпфирования доля поглощаемой им энергии при восприятии первоначального удара увеличивается, если он при этом работает на растяжение.

Диаграмма работы стабилизирующего амортизатора с клапаном демпфирования при посадке самолета показана на рис. 4.20.

Формы линий ab на диаграммах рис. 4.19 и рис. 4.20 зависят от скорости перемещения штока, и вследствие этого они могут отличаться от приведенных.

Следует отметить, что стабилизирующие амортизаторы, помимо их основной функции – установки тележек в определенное положение относительно оси амортизатора шасси при посадке самолета и переезде неровностей, – выполняют и следующие дополнительные функции:

1. Демпфируют колебания тележки с колесами, возникающие относительно оси подвески, которые называют галопированием. Галопирование является следствием совпадения собственной частоты колебания тележки с частотами действующих на нее возмущений при переезде неровностей, вертикальных колебаний самой оси при обжати колес и амортизатора, деформаций и т.д. При значительном галопировании тележки действующие на нее нагрузки могут превысить допустимые и вызвать разрушение деталей тележки, колес и шасси. Галопирование гасится стабилизирующим амортизатором, прижимающим тележку к поверхности ВПП.

Увеличение начальной силы, при которой начинается обжатие стабилизирующего амортизатора, и наличие в нем клапана демпфирования способствуют более интенсивному затуханию галопирования или созданию условий, при которых оно вообще не возникает. Вследствие этого в технической литературе стабилизирующие амортизаторы иногда называют демпферами галопирования.

2. Поворачивают многоколесные тележки в положение, при котором шасси размещается в убранном положении более рационально, а при выпуске возвращают в исходное положение. Эти функции стабилизирующие амортизаторы выполняют на самолетах Ил-18 (см. рис. 3.24, а), Ту-144 (см. рис. 3.9, а), „Бристоль В 175 Британия” (см. рис. 3.24, б) и на ряде других самолетов. Конструкция стабилизирующего амортизатора для поворота тележки шасси самолета Ил-18 приведена на рис. 4.18.

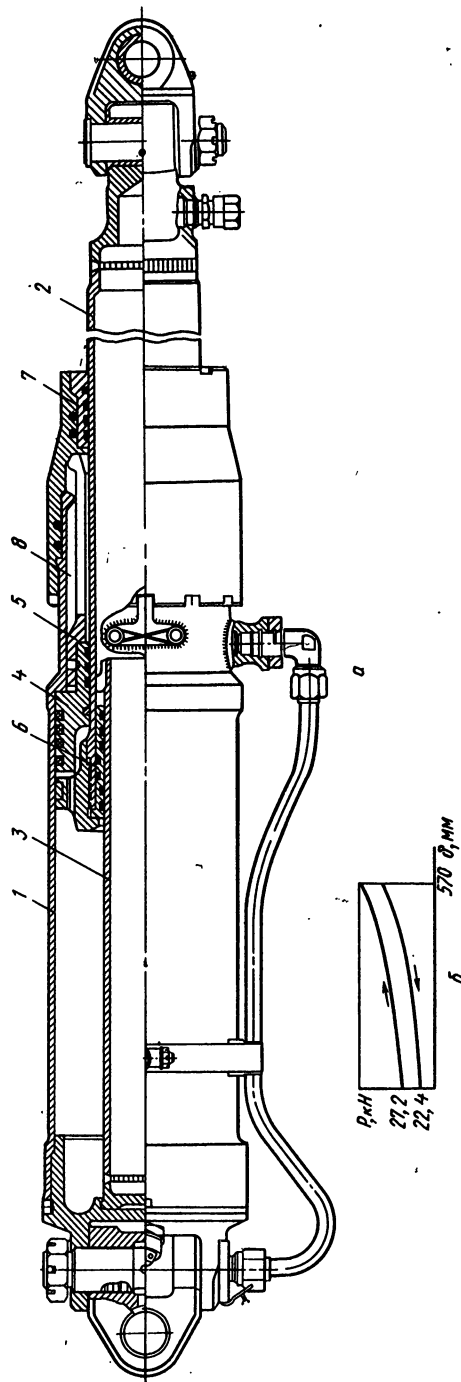


Рис. 4.21. Стабилизирующий амортизатор самолета Ту-144:
 а — конструкция; б — диаграмма работы; 1 — цилиндр; 2 — шток; 3 — плунжер; 4 — поршень; 5 — цапга; 6, 7 — буksы; 8 — полость.

На самолете Ту-144 (см. рис. 3.9, а) тележка на штоке амортизатора подвешивается на карданном шарнире, позволяющем ей отклоняться относительно осей O_1O_1 и O_2O_2 . Карданный шарнир обеспечивает равномерное распределение нагрузок, приходящихся на колеса тележки самолета при неровностях на аэродроме. Для удержания тележки в определенных положениях относительно двух осей к ней присоединяются два стабилизирующих амортизатора $A_{ст1}$ и $A_{ст2}$. Один стабилизирующий амортизатор устанавливает ее в нужное положение относительно оси O_1O_1 , а другой – относительно оси O_2O_2 . Кроме того, стабилизирующий амортизатор, фиксирующий тележку относительно оси O_2O_2 :

поворачивает тележку относительно оси O_2O_2 перед уборкой шасси.

удерживает тележку в повернутом положении при уборке и выпуске, а также в убранном положении;

поворачивает тележку в исходное положение после выпуска шасси;

Стабилизирующий амортизатор присоединяется одним концом к карданному шарниру, а другим – к узлу на цилиндре амортизатора шасси. Это вызвано тем, что при повороте тележки в процессе уборки шасси, длина которого достигает 1640 мм, на нужный угол относительно оси O_2O_2 его нельзя разместить между карданным шарниром и тележкой.

Основными деталями стабилизирующего амортизатора являются цилиндр 1 (рис. 4.21), шток 2, плунжер 3, поршень 4 с кангой 5, уплотнительные 6 и направляющие 7 бусы.

Когда происходит сжатие и растяжение амортизатора шасси при действии внешних нагрузок, сжимается и растягивается стабилизирующий амортизатор и его шток 2 приводится в движение. Исключение при этом появления ударов в трубопроводе гидравлической системы, присоединенной к стабилизирующему амортизатору, достигается запором поршня 4 кангой 5. Вследствие чего движение штока стабилизирующего амортизатора не оказывает влияние на жидкость, заключенную в полости 8.

4.3. АВИАЦИОННЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ

НАЗНАЧЕНИЕ АМОРТИЗАТОРОВ, ИХ ТИПЫ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ

Амортизаторы поглощают наибольшую часть (60...80%) нормируемой НЛГС энергии, приходящейся на амортизационную систему. Если бы они, как и пневматики, аккумулированную в них при растяжении энергию возвращали самолету, он бы подпрыгивал и совершал на пробеге вертикальные колебания. Поэтому амортизаторы наибольшую часть поглощаемой энергии переводят в теплоту и рассеивают в окружающей среде.

В зависимости от тела, воспринимающего энергию при сжатии, амортизаторы делятся на резиновые, пружинные, рессорные, пружинно-фрикционные, жидкостно-газовые, жидкостные и др.

Резиновые, пружинные и рессорные амортизаторы применяют на сравнительно небольших самолетах: сельскохозяйственных, индивидуального пользования и других самолетах подобного класса — с небольшими посадочными скоростями, обычно 70...80 км/ч, и небольшими взлетными массами. Для самолетов с большими посадочными скоростями и взлетными массами применение таких амортизаторов не рационально, так как значительно увеличиваются их габаритные размеры и массы.

Достоинством пружинно-фрикционных амортизаторов является простота эксплуатации и большая живучесть. Однако масса их на 50...60% больше массы жидкостно-газовых амортизаторов, и вследствие этого они не получили распространения.

Жидкостные амортизаторы в сравнении с амортизаторами других типов обладают значительно большей удельной энергоемкостью и поэтому имеют меньшую массу и габаритные размеры. В жидкостных амортизаторах используется эффект сжимаемости специальных жидкостей при больших давлениях, достигающих до $6000 \cdot 10^5$ Па.

Несмотря на значительное время, прошедшее с начала применения таких амортизаторов на самолетах „Хоукер Сиддли Харриер“, „Локхид F 104“, а также некоторых других самолетах, они пока не получили широкого распространения. Это объясняется двумя причинами: технологическими трудностями, связанными с обеспечением прочности и герметичности при таких давлениях, и с изменением характеристик амортизатора при изменениях температуры, которое усложняет их эксплуатацию.

В настоящее время на большинстве самолетов применяются жидкостно-газовые амортизаторы. Конструкция их за период с начала их применения значительно совершенствовалась. Они отвечают современным требованиям, предъявляемым к амортизационной системе самолета и обеспечивают высокую надежность при ее эксплуатации.

Этими требованиями являются:

поглощение приходящейся на них доли энергии посадочного удара и ударов при движении по аэродрому, с тем чтобы ограничить значения действующих на самолет сил до заданных;

рассеивание части поглощенной энергии для ускорения процесса затухания вертикальных колебаний самолета на пробеге;

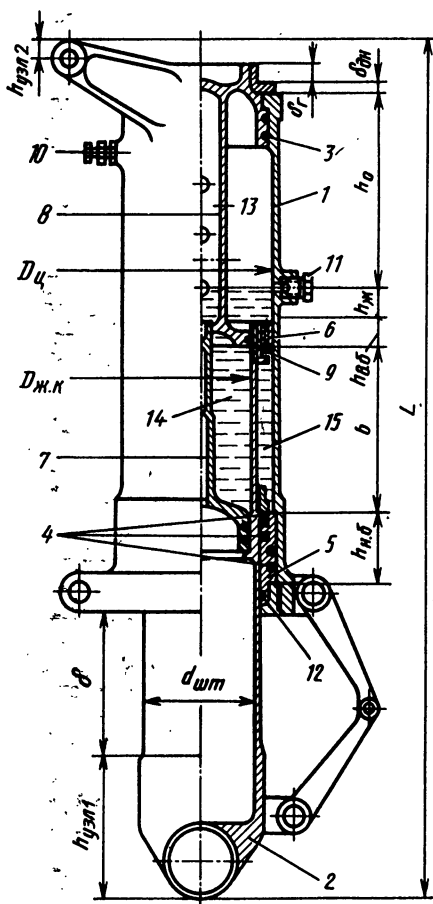
полное сжатие и растяжение за время 0,6...0,8 с, с тем чтобы иметь возможность воспринимать действие последующих ударов;

плавное увеличение силы при обжатии и получение ее наибольшего значения в конце обжатия;

стабильность характеристик амортизатора в установленном диапазоне изменения температуры.

РАБОТА ОДНОКАМЕРНОГО ЖИДКОСТНО-ГАЗОВОГО АМОРТИЗАТОРА

Основными элементами жидкостно-газового амортизатора являются цилиндр 1 (рис. 4.22); поступательно перемещающийся на нем шток 2; уплотнительно-манжетные наборы 3 и 4, которые обеспечивают герметизацию внутреннего объема цилиндра, заполняемого газом и жидкостью; бронзовые буксы 5 и 6, которые служат опорами и направляющими для штока (букса 6 закреплена на штоке и перемещается вместе с ним, букса 5 закреплена на цилиндре и неподвижна); профилированная игла 7; плунжер 8; клапан 9 торможения жидкости на обратном ходу; клапан 10 зарядки газом; клапан 11 заливки и контроля уровня жидкости; обтюратор 12.



Объем 13 в амортизаторе над уровнем жидкости образует газовую камеру и заполняется газом.

В качестве газа для зарядки амортизатора применяют азот. Азот – инертный газ. Он препятствует коррозии деталей и не создает в аварийных случаях с топливами и жидкостями, применяемыми на самолетах, взрывоопасных смесей.

Объемы 14 и 15 в амортизаторе называются жидкостными камерами и заливаются жидкостью.

Рис. 4.22. Схема жидкостно-газового амортизатора:

1 – цилиндр; 2 – шток; 3, 4 – наборы уплотнительно-манжетные; 5, 6 – буксы бронзовые; 7 – игла профилированная; 8 – плунжер; 9, 10, 11 – клапаны; 12 – обтюратор; 13, 14, 15 – объемы; e – расстояние между буксами; L – длина несжатого амортизатора; $h_{ж}$ – уровень заливки жидкости; $h_{в.б}$ – высота верхней буксы; $h_{н.б}$ – высота нижней буксы; h_0 – высота газовой камеры; $\delta_{дн}$ – толщина днища; $\delta_{г}$ – толщина гайки; $h_{узл1}$, $h_{узл2}$ – высота узлов крепления; $D_{ж.к}$ – диаметр жидкостной камеры

В качестве жидкости в отечественных амортизаторах используют масло АМГ-10 [1]. Эта жидкость обеспечивает удовлетворительное смазывание поверхности трущихся подвижных частей амортизатора, не вызывает коррозии материалов, обычно применяемых в амортизаторах, и обладает приемлемой характеристикой изменения кинематической вязкости при изменении температуры жидкости от -60 до $+70^{\circ}\text{C}$. Когда амортизатор работает в условиях, при которых температура выходит за указанные пределы, применяют специальные жидкости.

При сжатии амортизатора шток входит в цилиндр, объем газовой камеры уменьшается, а давление в ней увеличивается. Вследствие этого сила, действующая на шток амортизатора при его сжатии, увеличивается. При этом шток выдавливает жидкость из объема 14 и она перетекает через кольцевую щель между иглой и плунжером, а также через отверстие в буксе 6 в объем 15 между штоком и цилиндром.

При перетекании жидкости через кольцевую площадь между плунжером и иглой возникает большое сопротивление, так как эту площадь делают небольшой и в жидкостной камере 14 увеличивается давление. Перетекание жидкости при этом через отверстия в верхней буксе 6, а затем между клапаном 9 и стенкой цилиндра происходит практически без гидравлического сопротивления вследствие больших площадей проходных сечений. Перетекание жидкости через кольцевую площадь совершается под действием внешней силы, прикладываемой к штоку. Работа, которая затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления при перетекании жидкости, превращается в теплоту и рассеивается.

Амортизатор растягивается за счет энергии сжатого газа. Давление газа, действуя на площадь штока, определяемую $d_{\text{шт}}$, создает силу, которая растягивает амортизатор. Жидкость, находящаяся между штоком и цилиндром, при этом прижимает клапан 9 торможения жидкости на обратном ходу к буксе и жидкость из объема 15 перетекает через отверстия небольшого диаметра в самом клапане 9.

Работа, которая расходуется на преодоление гидравлического сопротивления при перетекании жидкости через клапан 9, превращается в теплоту и рассеивается.

Диаграмму работы амортизатора строят для прямого хода при сжатии амортизатора приложенными к нему внешними силами и для обратного хода при растяжении амортизатора за счет энергии сжатого в нем газа.

При сжатии амортизатора, когда его шток перемещается с достаточной скоростью, энергия расходуется на создание силы P_r сжатия газа, силы $P_{\text{ж}}$ проталкивания жидкости через небольшие отверстия в плунжере или между иглой и плунжером, преодоление силы трения P_t в уплотнениях и буксах и преодоление силы инерции $P_{\text{ин}}$ подвижных частей амортизатора. Следовательно, сила, сжимающая амортизатор, определяется уравнением

$$P = P_r + P_{ж} + P_T + P_{ин}. \quad (4.34)$$

Рассмотрим отдельно изменение каждого слагаемого уравнения (4.34) в процессе сжатия амортизатора.

Сила P_r сжатия газа определяется диаграммой, приведенной на рис. 4.23, а.

Начальная сила $P_{го}$, при которой амортизатор начинает сжиматься, определяется начальным зарядным давлением и расчетной площадью поршня:

$$P_{го} = p_0 F_{сж}, \quad (4.35)$$

где p_0 – начальное зарядное давление; $F_{сж}$ – расчетная площадь поршня при сжатии.

Расчетная площадь поршня $F_{сж}$ определяется местом расположения манжетного уплотнения в амортизаторе.

Для амортизатора (см. рис. 4.22), в котором при сжатии герметизация наружной поверхности движущегося штока осуществляется неподвижными манжетами, встроенными в нижнюю буксу 5,

$$F_{сж} = \pi d_{шт}^2 / 4. \quad (4.36)$$

Для амортизатора, в котором при сжатии наружной поверхности герметизация движущегося штока осуществляется подвижными манжетами, встроенными в поршень штока,

$$F_{сж} = \pi D_{ц}^2 / 4. \quad (4.37)$$

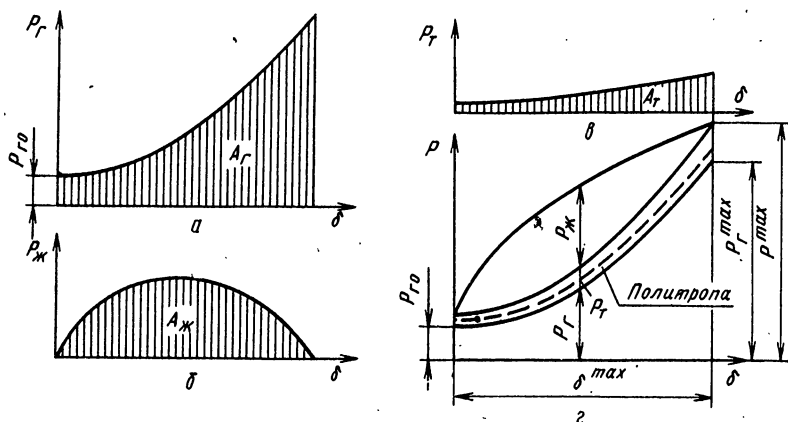


Рис. 4.23. Диаграмма работы амортизатора, установленного на опорах шасси: а – $P_r = f(\delta)$; б – $P_{ж} = f(\delta)$; в – $P_T = f(\delta)$; г – диаграмма работы без учета сил инерции

Для амортизатора, в котором при сжатии герметизация наружных поверхностей движущихся штоков осуществляется неподвижными манжетами, встроенными в верхнюю и нижнюю буксы,

$$F_{сж} = \pi d_2^2 / 4 - \pi d_1^2 / 4, \quad (4.38)$$

где d_1 – наружный диаметр верхней части штока; d_2 – наружный диаметр нижней части штока.

Такое конструктивное решение было применено на основной опоре самолета „Энтвиклунгсринг Зюд VJ-101”.

Давление газа при сжатии амортизатора изменяется по политропическому закону

$$\bar{p}_i = p_0 (V_0 / V_i)^k, \quad (4.39)$$

где p_i , V_i – текущие значения давления и объема газовой камеры при сжатии; p_0 , V_0 – начальное зарядное давление и начальный объем газа; k – показатель политропы.

Показатель политропы k зависит от количества жидкости над уровнем дроссельных отверстий, направления потока жидкости в газовой камере и других факторов, влияющих на процесс смешения жидкости и газа. На практике $k = 1,1 \dots 1,2$. При наличии плавающего поршня, отделяющего жидкость от газа, k принимают равным 1,35.

По политропическому закону при сжатии изменяется и сила P_r :

$$P_r = p_0 F (V_0 / V_i)^k. \quad (4.40)$$

Работа A_r , совершаемая газом на прямом ходу, численно равна площади, ограниченной кривой $P_r = f(\delta)$ и осью абсцисс, и определяется формулой

$$A_r = \int_0^{\delta_{\max}} P_r d\delta = \frac{P_0 V_0}{k-1} \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]. \quad (4.41)$$

Сжатие амортизаторов при полном ходе происходит обычно за время 0,2...0,25 с.

Сила $P_{ж}$ проталкивания определяется диаграммой, приведенной на рис. 4.23, б, и формулой

$$P_{ж} = p_{ж} F_{ж.к}, \quad (4.42)$$

где $p_{ж}$ – гидравлическое сопротивление, которое устанавливается при перетекании жидкости через кольцевую площадь между плунжером и иглой; $F_{ж.к}$ – эффективная площадь жидкостной камеры, на которую действует давление $p_{ж}$, определяемая формулой

$$F_{ж.к} = \pi D_{ж.к}^2 / 4 - F_{игл}; \quad (4.43)$$

$D_{ж.к}$ – диаметр жидкостной камеры; $F_{игл}$ – площадь сечения иглы, изменяющаяся в процессе сжатия амортизатора.

Значение $p_{ж}$ определяют по формуле

$$P_{ж} = \gamma v_{ж}^2 / 2, \quad (4.44)$$

где γ – плотность жидкости; $v_{ж}$ – скорость перетекания жидкости.

Скорость перетекания жидкости $v_{ж}$ связана со скоростью перемещения штока амортизатора $v_{шт}$ уравнением неразрывности

$$v_{ж} f_{ж} C = v_{шт} F_{ж.к}, \quad (4.45)$$

где C – коэффициент истечения, зависящий от формы отверстий, их площади $f_{ж}$, вязкости жидкости и обычно равный 0,65...0,75.

Гидравлическое сопротивление определяется формулой

$$p_{ж} = \frac{\gamma}{2} \frac{v_{шт}^2}{C^2} \frac{F_{ж.к}^2}{f_{ж}^2}. \quad (4.46)$$

Подставив формулу (4.46) в уравнение (4.42), получим

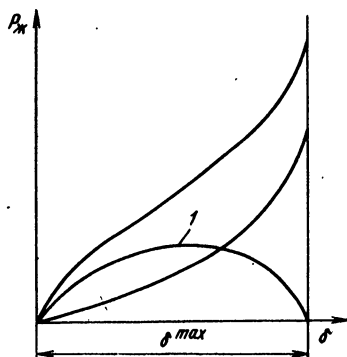
$$P_{ж} = \frac{\gamma}{2} \frac{v_{шт}^2}{C^2} \frac{F_{ж.к}^2}{f_{ж}^2}. \quad (4.47)$$

Из уравнения (4.46) следует, что сила $P_{ж}$ образуется только в процессе перемещения подвижных частей амортизатора. Работа, совершаемая этой силой, равняется $A_{ж}$.

Зависимости $P_{ж} f(\delta)$ при различных $v_{шт}$ и $f_{ж}$ могут иметь различные формы (рис. 4.24). Однако для обычных условий работы амортизатора зависимость $P_{ж} = f(\delta)$ близка к зависимости 1, которая построена на основе следующих соображений:

в момент начала сжатия скорость $v_{ж} = 0$, следовательно, и $P_{ж} = 0$;

в конце сжатия амортизатора, если предположить, что вся энергия, затрачиваемая на него, расходуется полностью, скорость сжатия уменьшается до нуля и соответственно уменьшается до нуля; $P_{ж}$;



в средней части хода амортизатора скорость сжатия достигает наибольшего значения, соответственно $P_{ж}$ имеет наибольшее значение.

Для обеспечения плавности увеличения силы $P_{ж}$ по мере сжатия амортизатора площадь $f_{ж}$ отверстий для перетекания жидкости делают переменной, уменьшая ее в конце сжатия. Конструктивно это дости-

Рис. 4.24. Зависимости $P_{ж} = f(\delta)$ при различных условиях:

1 – зависимость при обычных условиях

гается фрезеровкой канавок переменной площади сечения на наружной поверхности плунжера или применением специальной профилированной иглы.

Сила, затрачиваемая на преодоление силы трения P_{τ} , определяется диаграммой, приведенной на рис. 4.23 в.

Эта сила складывается из двух сил: силы трения $P_{\tau,м}$, возникающей в манжетах, герметизирующих подвижные поверхности деталей, и силы трения в буксах $P_{\tau,б}$, возникающих из-за наличия сил, действующих на них при изгибе штока амортизатора.

Обычно значение $P_{\tau,м}$ составляет 3...4% от осевой силы, создаваемой газом, а значение $P_{\tau,б}$ определяется по формуле

$$P_{\tau,б} = \mu (R_1 + R_2), \quad (4.48)$$

где μ – коэффициент трения скольжения; R_1 и R_2 – силы, действующие на буксы.

Для консольно-телескопических амортизаторов значение силы $P_{\tau,б}$ зависит от расстояния между буксами и от угла, который образуется между действующей на амортизатор силой и его осью. При малом расстоянии между буксами и большом угле сила $P_{\tau,б}$ может быть значительной. Предельно допустимой силой трения, действующей на амортизатор, считается сила, которая равна 0,18...0,2 силы P_r сжатия газа в амортизаторе:

$$P_{\tau} = (0,02...0,03) P_r + \mu (R_1 + R_2) \leq (0,18...0,2) P_r. \quad (4.49)$$

По мере увеличения сжатия амортизатора сила трения увеличивается, так как возрастают силы P_r , R_1 и R_2 . Работа сил трения A_{τ} , численно равная площади, ограниченной кривой $P_{\tau} = f(\delta)$ и осью абсцисс, переходит в тепловую энергию.

Сила $P_{ин}$, затрачиваемая на преодоление силы инерции подвижных частей амортизатора, определяется уравнением

$$P_{ин} = m_{п} j_{п}, \quad (4.50)$$

где $m_{п}$ – масса подвижных частей (колес, траверсы, штока амортизатора и т. д.); $j_{п}$ – ускорение, возникающее при разгоне подвижных частей.

Работа силы инерции в сравнении с работой амортизатора невелика, и ее обычно не учитывают при построении диаграммы работы. Сила, затрачиваемая на преодоление силы инерции, совершает работу на небольшой части хода амортизатора, который равен $\delta_{пн}^{max} - \delta_1$, где $\delta_{пн}^{max}$ – обжатие пневматика при максимально действующей на него нагрузке;

δ_1 – обжатие пневматика, соответствующее нагрузке, при которой начинается движение подвижных частей амортизатора.

При этом следует иметь в виду, что при обжатии пневматика до значения $\delta_{пн}^{max}$ скорость движения подвижных частей и создаваемые ими силы инерции становятся равными нулю.

Если пренебречь силами инерции подвижных частей, диаграмму работы амортизатора при сжатии можно построить путем суммирования сил P_r , P_t и $P_{ж}$ для текущих значений хода δ (см. рис. 4.23, з).

Начальная ордината диаграммы работы представляет собой сумму сил $P_{r0} + P_t$, а конечная — $P_r^{\max} + P_t$.

Работа амортизатора при сжатии равна сумме работ:

$$A = A_r + A_t + A_{ж},$$

где $A_{ж}$ — работа жидкости.

Параметры диаграммы работы амортизатора $P^{\max}$ и $\delta^{\max}$ позволяют выразить работу амортизатора формулой

$$A = P^{\max} \delta^{\max} \eta, \quad (4.51)$$

где η — коэффициент полноты диаграммы работы амортизатора.

Коэффициент представляет собой отношение действительной работы амортизатора A к его максимально возможной теоретической работе, что следует из уравнения

$$\eta = A / (P^{\max} \delta^{\max}). \quad (4.52)$$

Работа сил трения и жидкости превращается в теплоту и рассеивается в окружающей среде, а работа, затраченная на сжатие газа, аккумулируется и является энергией, которая расходуется на растяжение амортизатора. Диаграмму работы амортизатора при растяжении строят согласно уравнению

$$P = P_r - P_t - P_{ж} - P_{ст}, \quad (4.53)$$

где $P_{ст}$ — сила тяжести самолета, приходящаяся на амортизатор при стоянке.

Следует иметь в виду, что в уравнении (4.53) $P_{ж}$ — сила, которая образуется при прохождении жидкости через отверстия в клапане

торможения жидкости на обратном ходу. При растяжении амортизатора работа сил трения и жидкости переходит в теплоту. Если при растяжении амортизатора на него действует сила $P_{ст} > P_{\text{пос}}$, амортизатор растягивается не полностью, так как P_r не в состоянии преодолеть $P_{ст}$ (рис. 4.25). Отношение работы, переходящей необратимо в теплоту, при сжатии и растяжении амортизатора к полной его работе A характеризу-

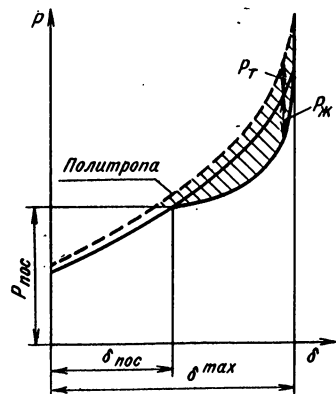


Рис. 4.25. Диаграмма работы амортизатора при растяжении

ет рассеиваемую амортизатором энергию и называется коэффициентом гистерезиса

$$\alpha = (A_{т.сж} + A_{т.р} + A_{ж.сж} + A_{ж.р}) / A, \quad (4.54)$$

где $A_{т.сж}$ и $A_{т.р}$ – работа сил трения при сжатии и растяжении; $A_{ж.сж}$ и $A_{ж.р}$ – работа жидкости при сжатии и растяжении.

Чем больше значение α , тем быстрее рассеивается энергия посадочного удара и гасятся вертикальные колебания самолета на пробеге. Однако увеличение значения α приводит и к увеличению времени сжатия и растяжения амортизатора и он может не подготовиться к восприятию последующих ударов.

Практикой эксплуатации установлено, что полное сжатие и растяжение амортизатора должно совершаться за время не более 0,8 с. Для жидкостно-газовых амортизаторов $\alpha = 0,5...0,6$, т. е. за один полный цикл работы амортизатор рассеивает 50...60% поглощенной им энергии.

Следует отметить, что при построении диаграммы работы амортизатора при растяжении согласно уравнению (4.53) не учитывалась демпфирующая сила аэродинамического сопротивления, создаваемого крылом и другими частями самолета в направлении растяжения амортизатора. Для самолетов с относительно малой площадью крыла и большой нагрузкой на квадратный метр крыла доля энергии, затрачиваемой газом на преодоление силы демпфирования, незначительна и вследствие этого не учитывается. Для самолетов сельскохозяйственных, индивидуального пользования и других подобного типа с малой нагрузкой на квадратный метр крыла (до 100 кг/м²) сила аэродинамического сопротивления позволяет рассеять значительную часть энергии при растяжении амортизаторов. Это дает возможность на таких самолетах применять рессорные, пружинные, резиновые и другие амортизаторы, упругие элементы которых после их сжатия практически полностью возвращают поглощенную ими энергию самолету.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НОРМИРУЕМЫХ НЛГС РАБОТ МЕЖДУ КОЛЕСАМИ И АМОТИЗАТОРАМИ, ПОСТРОЕНИЕ И ВЫБОР ДИАГРАММ РАБОТ АМОТИЗАТОРОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Амортизатор и колеса каждой опоры шасси должны поглощать нормируемые НЛГС приходящиеся на них максимальную $A^{\max}$ и эксплуатационную $A^э$ работы. Одна часть этих работ поглощается колесами, а другая – амортизатором. Распределение работы $A^{\max}$ между амортизатором и колесами дает возможность определить работу, приходящуюся на амортизатор, и спроектировать его. Кроме того, при распределении работ $A^{\max}$ и $A^э$ определяются на-

грузки, действующие на колеса, которые не должны выходить за допустимые пределы.

Амортизатор, спроектированный на работу $A^{\max}$, всегда поглощает меньшую приходящуюся на него работу A^3 . Однако работа A^3 также распределяется между колесами и амортизатором для определения максимальной эксплуатационной силы P^3 , создаваемой амортизатором при поглощении этой работы. Знание значений сил P^3 и $P^{\max}$ необходимо для определения расчетных нагрузок, действующих на шасси. Нагрузки, действующие на шасси, формируются согласно НЛГС с учетом сил P^3 и $P^{\max}$.

Нормируемая максимальная работа $A_{\text{осн}}^{\max}$, приходящаяся на основные опоры шасси самолетов с двумя основными опорами распределяется между колесами и амортизаторами согласно уравнению

$$A_{\text{осн}}^{\max} / 2 = A_{\text{к}} z_{\text{к, осн}} + A, \quad (4.55)$$

где $A_{\text{к}}$ – работа одного колеса; $z_{\text{к, осн}}$ – число колес, установленных на одной основной опоре шасси; A – работа амортизатора.

В этом уравнении первое слагаемое определяет работу, поглощаемую пневматиками колеса.

Для передней опоры

$$A_{\text{пер}}^{\max} = A_{\text{к}} z_{\text{к, пер}} + A, \quad (4.56)$$

где $A_{\text{пер}}^{\max}$ – нормируемая максимальная работа передней опоры; $z_{\text{к, пер}}$ – число колес, установленных на передней опоре.

Если нормируемые работы, приходящиеся на две основные опоры, распределить между ними, используя решения дифференциальных уравнений движения самолета при совершении посадок с различными углами тангажа, крена и скольжения, то на каждую опору будет приходиться не 50% нормируемой работы, а несколько больше. Однако при определении работы A^3 ее значение согласно НЛГС было завышено заменой редуцированной массы, приходящейся на основные опоры, массой, равной массе самолета. Принятый запас, как показала многолетняя практика, превышает имеющуюся в действительности неравномерность распределения нормированной работы $m_{\text{ред}} v_Y^2 / 2$, вследствие чего нормируемая НЛГС работа для самолета с двумя основными опорами распределяется между ними поровну.

В развернутом виде уравнения (4.55) и (4.56) запишутся следующим образом:

$$\frac{A_{\text{осн}}^{\max}}{2} = k \frac{P_{\text{к}} \delta_{\text{пн}}}{2} z_{\text{к, осн}} + P^{\max} \delta^{\max} \eta; \quad (4.57)$$

$$A_{\text{пер}}^{\max} = k \frac{P_{\text{к}} \delta_{\text{пн}}}{2} z_{\text{к, пер}} + P^{\max} \delta^{\max} \eta. \quad (4.58)$$

Коэффициент k определяется по диаграмме работы колеса (см. рис. 4.3). Он дает возможность определить действительную работу пневматика при его обжатии, которая несколько меньше работы, определяемой площадью прямоугольного треугольника, катетами которого являются P_1 и $\delta_{\text{пн}}^{\text{max}}$. Значение $k/2$ равно коэффициенту полноты диаграммы работы пневматика. Значение k обычно лежит в пределах 0,92...0,96. Следовательно, максимальная работа между колесами и амортизатором может быть распределена, если будут известны значения P_k , $\delta_{\text{пн}}$, F^{max} , δ^{max} и η , входящих в уравнения (4.57) и (4.58).

Так как для колес, устанавливаемых на опоры шасси, известна зависимость $P_k = f(\delta_{\text{пн}})$, ее линеаризируют и обжатие пневматика $\delta_{\text{пн}}$ выражают через действующую на него нагрузку. Это позволяет исключить из уравнений (4.57) и (4.58) параметр

$$\delta_{\text{пн}} = P_k \operatorname{ctg} \theta. \quad (4.59)$$

Величина $\operatorname{ctg} \theta$ является отношением $\delta_{\text{пн}}^{\text{max}}$ к P_1 , значения которых определяются по диаграмме работы колеса.

Параметры, входящие в уравнения (4.57) и (4.58), необходимо выбрать так, чтобы обеспечивалась возможность снижения массы конструкции путем уменьшения действующих на шасси нагрузок.

Из уравнений (4.57) и (4.58) следует, что увеличение хода амортизатора приводит к снижению нагрузок, действующих на шасси и планер. Таким образом, при проектировании шасси конструктор должен стремиться к тому, чтобы сделать ход амортизатора как можно больше.

На современных самолетах ход консольно-телескопических амортизаторов достигает 650 мм и более, а при применении рычажных, полурыважных или выносных амортизаторов перемещение колеса или колес достигает таких же значений. При таких значениях ходов нормируемые эксплуатационные и максимальные работы поглощаются с относительно небольшими перегрузками. Дальнейшее увеличение хода не всегда эффективно, так как из-за необходимости увеличения высоты шасси увеличивается масса самого амортизатора и остальных силовых элементов. Оптимальный или близкий к нему ход определяется расчетами, методика которых приведена в гл. 10.

Следует иметь в виду, что компоновка самолета накладывает определенные ограничения на выбор хода амортизатора. При заданной высоте шасси и максимальном обжатии амортизаторов и пневматиков колес должны обеспечиваться зазоры между конструкцией самолета (крылом, фюзеляжем, подфюзеляжными гребнями и т. д.) и поверхностью ВПП. Обычно зазоры лежат в пределах 100...200 мм или устанавливаются НЛГС.

Коэффициент полноты диаграммы работы у современных амортизаторов обычно имеет значение 0,6...0,75. Большее его значение соответствует амортизаторам, ход которых по каким-либо

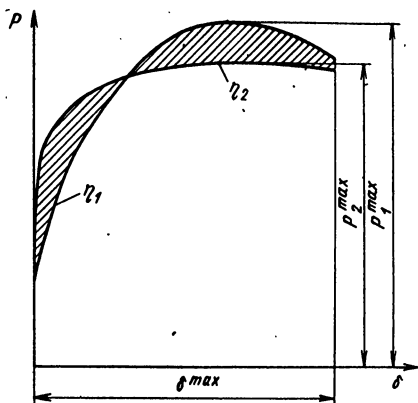


Рис. 4.26. Зависимости $P = f(\delta)$:

$$\eta_2 > \eta_1$$

причинам ограничивается. В этом случае нормируемая максимальная работа обеспечивается увеличением коэффициента полноты диаграммы работы. При выборе коэффициента полноты диаграммы работы следует учитывать оказываемое им влияние на формирование сил, возникающих в амортизаторе при его работе.

Из уравнения

$$P = A^{\max} / (\delta^{\max} \eta) \quad (4.60)$$

следует, что увеличение коэффициента полноты диаграммы работы приводит к уменьшению силы, создаваемой амортизатором ($P_2^{\max} < P_1^{\max}$), и соответствующему уменьшению массы шасси (рис. 4.26).

Однако это справедливо лишь при статических нагрузках. При коэффициенте полноты диаграммы работы, близком к единице, нагрузка достигает максимального значения за небольшой промежуток времени и ее действие на конструкцию соответствует в какой-то мере действию внезапно приложенной безударной нагрузки, которая приводит к возникновению в конструкции напряжений, превышающих напряжения от статических нагрузок [13].

Следует также иметь в виду, что с увеличением коэффициента полноты диаграммы работы увеличивается уровень нагрузок, так как и при небольшом ходе амортизатора в нем возникают значительные силы, что неблагоприятно влияет на сопротивление усталости конструкции.

Амортизаторы с большим значением η принято называть жесткими, и они оказывают крайне неблагоприятное воздействие на конструкции шасси и планера, аппаратуру, пилота и пассажиров.

После выбора хода амортизатора и коэффициента полноты диаграммы работы в уравнениях

$$\frac{A_{\text{осн}}^{\max}}{2} = k \frac{P_k^2 \operatorname{ctg} \theta}{2} z_{\text{к.осн}} + P^{\max} \delta^{\max} \eta; \quad (4.61)$$

$$A_{\text{пер}}^{\max} = k \frac{P_k^2 \operatorname{ctg} \theta}{2} z_{\text{к.пер}} + P^{\max} \delta^{\max} \eta \quad (4.62)$$

остаются неизвестными параметры P_k и $P^{\max}$.

Однако между силами, действующими на колеса и амортизатор, существует связь, определяемая их взаимным расположением в силовой схеме.

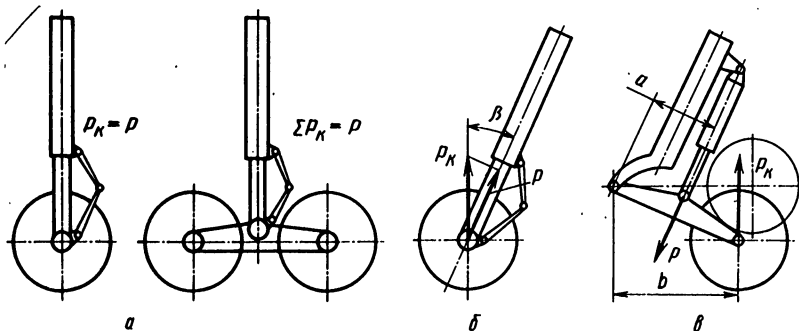


Рис. 4.27. Конструктивные схемы для определения зависимости между силами, действующими на пневматики колес и амортизатор:
 а — при амортизаторе консольно-телескопическом в вертикальном положении;
 б — при амортизаторе консольно-телескопическом в наклонном положении;
 в — при амортизаторах рычажных, полурычажных и выносных

При установке колес на штоке консольно-телескопического амортизатора, находящегося в вертикальном положении (рис. 4.27, а), сила, действующая на амортизатор, связана с силой, действующей на колеса, уравнением

$$P = P_K z_K, \quad (4.63)$$

где z_K — число колес на опоре шасси.

При установке колес на штоке консольно-телескопического амортизатора, находящегося в наклонном положении (рис. 4.27, б),

$$P = P_K z_K \cos \beta. \quad (4.64)$$

Когда в шасси устанавливают выносной амортизатор (рис. 4.27, в), а также рычажные и полурычажные, в которых колеса закрепляют на рычаге, сила, действующая на амортизатор, связана с силой, действующей на колеса через отношение плеч a и b , которое называют передаточным числом $\phi = b/a$. Значение ϕ меняется при сжатии амортизатора. В этом случае

$$P = P_K z_K b/a. \quad (4.65)$$

Значение ϕ определяют по геометрическим соотношениям, соответствующим полному сжатию амортизатора, когда амортизатором и колесами поглощается вся работа $A_{\max}$.

Пользуясь зависимостями (4.63), (4.64), (4.65), силу, действующую на колесо, можно выразить через силу амортизатора, или наоборот, что позволяет решить уравнения (4.61) и (4.62) и определить значения максимальных сил, действующих на колеса и амортизатор в процессе поглощения нормируемой максимальной работы. При этом следует иметь в виду, что уравнения (4.61) и

(4.62) действительны при P_k , не превышающей значения P_1 (см. рис. 4.3). При большей силе зависимость $P_k = f(\delta_{\text{пн}})$, которую используют при составлении уравнений (4.61) и (4.62), теряет смысл. Работа пневматика при силе P_1 достигает своего максимального значения и при дальнейшем увеличении P_k уже не увеличивается, так как не увеличивается обжатие пневматика. Поэтому, если после решения уравнений (4.61) и (4.62) окажется, что $P_k > P_1$, работу между колесами и амортизатором следует распределить, пользуясь уравнениями

$$\frac{A_{\text{осн}}^{\text{max}}}{2} = k \frac{P_1 \delta_{\text{пн}}^{\text{max}}}{2} z_{\text{к.осн}} + P^{\text{max}} \delta^{\text{max}} \eta; \quad (4.66)$$

$$A_{\text{пер}}^{\text{max}} = k \frac{P_1 \delta_{\text{пн}}^{\text{max}}}{2} z_{\text{к.пер}} + P^{\text{max}} \delta^{\text{max}} \eta. \quad (4.67)$$

Первое слагаемое в этих уравнениях представляет собой максимально возможную работу, которую могут воспринять колеса.

Если после решения уравнений (4.61) и (4.62) окажется, что при силе P^{max} нагрузка на колесо больше предельно допустимой, следует перейти на колеса больших размеров или рассмотреть возможность увеличения хода амортизатора и коэффициента полноты диаграммы работы η .

С помощью уравнений (4.66) и (4.67) может быть решена задача определения наименьшего возможного хода амортизатора, когда при проектировании компоновочные условия накладывают на него определенные ограничения.

Для этого значение P^{max} определяют по зависимостям (4.63), (4.64) или (4.65) из условия действия на колесо предельно допустимой силы и подставляют в уравнения (4.66) или (4.67). Решение этих уравнений относительно неизвестного хода δ^{max} и является решением поставленной задачи.

Определив значения членов уравнений (4.61), (4.62) или (4.66), (4.67), подсчитывают работы, воспринимаемые раздельно колесами и амортизатором.

Для построения диаграммы работы амортизатора A^{max} , кроме значений δ^{max} , коэффициента полноты диаграммы работы η и максимальной силы, создаваемой амортизатором P^{max} , которые были определены при распределении работы A^{max} между колесами и амортизатором, необходимо определить начальную силу P_0 , при которой амортизатор начинает сжиматься.

Начальную силу, при которой амортизатор начинает сжиматься, выбирают исходя из следующих соображений.

От значения P_0 зависит нагрузка, возникающая в амортизаторе при посадках самолетов с небольшими вертикальными скоростями, меньшими расчетных значений v_y (рис. 4.28).

Площадь $ab_1c_1d_1$ равна площади $ab_2c_2d_2$;

$$P_{01} < P_{02}; \quad P_1^{\text{max}} < P_2^{\text{max}}.$$

Рис. 4.28. Зависимости $P = f(\delta)$ при посадках с малыми значениями v_y

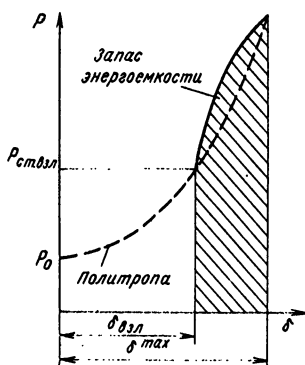
Чем меньше значение P_0 , тем меньше силы, возникающие в амортизаторе при посадках с небольшими v_y . Большинство посадок самолет совершает с небольшими вертикальными скоростями, вследствие чего возникающие при этом нагрузки оказывают наибольшее влияние на сопротивление усталости конструкции.

Значение P_0 для однокамерных газожидкостных амортизаторов принимают равным 40...60% от силы $P_{\text{пос}}$, приходящейся на амортизатор при посадочной массе самолета. Это дает возможность снизить уровень нагрузок, которые большей частью возникают при эксплуатации самолета и при восприятии амортизатором работ, меньших нормируемой эксплуатационной работы A^9 .

Исходя из этого соображения значение P_0 целесообразно было бы уменьшить еще больше, однако при этом при взлетной массе самолета, когда на опору шасси действует взлетная стояночная нагрузка, амортизатор будет иметь слишком большое обжатие и не будет обладать запасом энергоемкости (рис. 4.29), который особенно необходим для самолетов, эксплуатируемых на грунтовых ВПП.

Определив значение P_0 , можно построить диаграмму работы амортизатора. Ее следует строить так, чтобы силы при сжатии амортизатора изменялись плавно и достигали максимального значения в конце хода.

Из возможных вариантов диаграмм работ, приведенных на рис. 4.30, диаграмма 1 наиболее целесообразна, так как позволяет уменьшить нагрузки основных циклов многократных нагружений.



Для построения диаграммы в осях координат P и δ наносят две точки с координатами $P = P_0, \delta = 0$ и $P = P_{\text{ствл}}, \delta = \delta_{\text{тах}}$ и соединяют их плавной кривой так, чтобы площадь, ограниченная кривой $P = f(\delta)$, равнялась работе амортизатора $A^{\text{тах}}$ (рис. 4.31).

Выбор P_0 по соображениям снижения нагрузок, действующих на са-

Рис. 4.29. Зависимости, определяющие запас энергоемкости амортизатора при разбеге самолета с расчетной взлетной массой

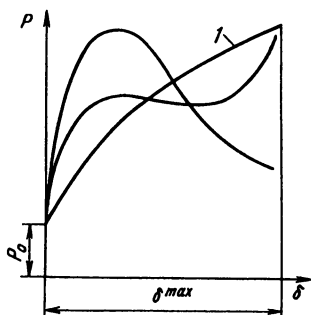


Рис. 4.30. Возможные формы диаграмм работ:
1 – наиболее целесообразная диаграмма

молет при посадках с v_y , меньшими расчетных, и формы диаграммы согласно приведенным рекомендациям позволяет в какой-то мере уменьшить общий уровень многократно действующих на самолет нагрузок.

Ввиду того что еще не определены конструктивные параметры амортизатора за исключением его максимального хода $\delta^{\max}$ и не из-

вестны начальный и конечный объемы газовой камеры, политропу сжатия газа на диаграмме (см. рис. 4.31) строят согласно зависимости

$$P_r = P_0 \left(\frac{\delta^{\max}}{\delta^{\max} - \delta + \delta \sqrt[k]{P_0 / P^{\max}}} \right)^k \quad (4.68)$$

где P_r – текущее значение силы, создаваемой газом при сжатии амортизатора на δ ; k – показатель политропы.

Зависимость (4.68) получена из исходного уравнения политропы сжатия газа при

$$P_0 V_0^k = P_{\text{кон}}^{\max} V_{\text{кон}}^k, \quad (4.69)$$

где P_0 – начальное давление в газовой камере; V_0 – начальный объем газовой камеры; $P_{\text{кон}}^{\max}$ – конечное давление в газовой камере; $V_{\text{кон}}$ – конечный объем газовой камеры, и при

$$P_0 F V_0^k = P_{\text{кон}}^{\max} F V_{\text{кон}}^k, \quad (4.70)$$

где F – рабочая площадь амортизатора;

$$P_0 F = P_0; \quad (4.71)$$

$$P_{\text{кон}}^{\max} F = P^{\max}. \quad (4.72)$$

Как указано, $P_0 = (0,4 \dots 0,6) P_{\text{пос}}$, а значение $P^{\max}$ было определено при распределении работы $A^{\max}$ между колесами и амортизатором, поэтому

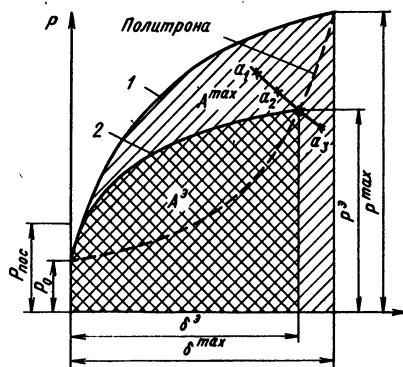


Рис. 4.31. Диаграммы работ $A^{\max}$ (1) и $A^s(2)$

$$P_0 V_0^k = P^{\max} V_{\text{кон}}^k; \quad (4.73)$$

$$V_{\text{кон}} = V_0 - F \delta^{\max}; \quad (4.74)$$

$$V_0 = \frac{F \delta^{\max}}{1 - \sqrt[k]{P_r / P^{\max}}}; \quad (4.75)$$

$$P_0 V_0^k = P_r V^k; \quad (4.76)$$

$$P_0 V_0^k = P_r (V_0 - F \delta)^k, \quad (4.77)$$

где P_r , V и δ – текущие значения силы, создаваемой газом, объем газа и ход амортизатора;

$$P_0 \left(\frac{F \delta^{\max}}{1 - \sqrt[k]{P_0 / P^{\max}}} \right)^k = P_r \left(\frac{F \delta^{\max}}{1 - \sqrt[k]{P_0 / P^{\max}}} - F \delta \right)^k; \quad (4.78)$$

$$P_0 (\delta^{\max})^k = P_r (\delta^{\max} - \delta + \delta \sqrt[k]{P_0 / P^{\max}})^k. \quad (4.79)$$

Из уравнения (4.79) получается зависимость (4.68), которая позволяет до определения конструктивных параметров амортизатора построить политропу сжатия находящегося в нем газа.

Распределить работу A^3 между колесами и амортизатором для самолетов с двумя основными опорами можно согласно следующим уравнениям:

для основных опор

$$\frac{A_{\text{осн}}^3}{2} = k \frac{P_k^2 \operatorname{ctg} \theta}{2} z_{\text{к.осн}} + P^3 \delta^3 \eta; \quad (4.80)$$

для передней опоры

$$A_{\text{пер}}^3 = k \frac{P_k^2 \operatorname{ctg} \theta}{2} z_{\text{к.пер}} + P^3 \delta^3 \eta, \quad (4.81)$$

где $A_{\text{осн}}^3$ – нормируемая эксплуатационная работа, приходящаяся на основные опоры; P^3 ; δ^3 – максимальная сила, создаваемая амортизатором, и его ход при A^3 ; $A_{\text{пер}}^3$ – нормируемая эксплуатационная работа, приходящаяся на переднюю опору.

В каждом из трех уравнений неизвестными являются три параметра – силы P^3 , P_k и ход амортизатора δ^3 – так как коэффициент полноты диаграммы работы η был выбран при определении $A^{\max}$.

Данные расчетов и копроовых испытаний показывают, что зависимости $P = f(\delta)$, построенные для случаев поглощения работ $A^{\max}$ и A^3 и работ, близких к ним по значению, имеют подобные

формы. Вследствие этого для построения диаграммы работы амортизатора A^* , форма которой близка к форме диаграммы $A^{\max}$ на рис. 4.31, можно рекомендовать следующий приближенный метод.

Задаваясь несколькими значениями ходов амортизатора $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \dots$, по уравнениям (4.80) и (4.81) определяем силы $P_1, P_2, P_3, \dots$ которые создаются амортизатором при поглощении A^* .

На диаграмме, приведенной на рис. 4.31, строят кривую, определяемую точками a_1 , имеющей координаты δ_1, P_1 ; a_2 , имеющей координаты δ_2, P_2 ; a_3 , имеющей координаты δ_3, P_3 , и т. д., пересечение которой с политропой сжатия газа определяет действительные ход и силу амортизатора, соответствующие A^* . Подстановка найденных значений P^* и δ^* в выражения (4.80) и (4.81) позволяет определить эксплуатационную работу, поглощаемую амортизатором, и работу, поглощаемую колесами.

Для построения диаграммы работы амортизатора A^* на диаграмме, приведенной на рис. 4.31, необходимо соединить плавной кривой, подобной кривой, соответствующей диаграмме $A^{\max}$, две точки с координатами $P = P_0, \delta = 0$ и $P = P^*, \delta = \delta^*$ так, чтобы площадь, ограниченная этой кривой, равнялась эксплуатационной работе A^* .

Для обеспечения условий проходимости самолетов с взлетными и посадочными массами, превышающими 200 т, на самолетах применяют многоопорные шасси с многоколесными тележками. Расчеты распределения нормируемых работ между опорами многоопорных шасси [12] позволили установить, что приходящаяся на каждую опору работа не равняется работе $A^{\max}$, деленной на число опор, а превышает ее на 20% и более и может быть определена лишь решением системы дифференциальных уравнений движения самолета при посадках.

Неравномерность распределения работ $A^{\max}$ и A^* между опорами является следствием неодновременности касания колесами ВПП при посадке самолета с различными углами тангажа, посадке с креном и сносом. Распределение найденных при решении уравнений работ $A^{\max}$ и A^* для каждой опоры многоопорных шасси между колесами и амортизатором определяют согласно методике, приведенной ранее.

Следует иметь в виду, что при копроовых испытаниях, которые проводят согласно НЛГС для подтверждения поглощения амортизатором работ $A^{\max}$ и A^* , обычно форма диаграммы работы отличается от полученной расчетами. Эти отступления обуславливаются многими причинами: разбросом сил трений в буксах амортизатора и их изменениями в процессе появления деформаций, разбросом площадей проходных сечений для жидкости в пределах установленных допусков, колебаниями амортизатора в процессе сжатия и т. д. Вследствие этого в процессе копроовых испытаний в конструкцию амортизатора вносят изменения.

Диаграмма работы амортизатора $A^{\max}$ и действующие на шасси нагрузки дают возможность определить конструктивные параметры однокамерного жидкостно-газового амортизатора.

Параметрами амортизатора являются: максимальный ход $\delta^{\max}$, коэффициент полноты диаграммы работы η , наружные диаметры штока $d_{\text{шт}}$ и цилиндра $D_{\text{ц}}$, начальное зарядное давление газа P_0 , расстояние между буксами b и их размеры, максимальное давление газа $p^{\max}$, начальный объем газовой камеры V_0 , объем заливаемой в амортизатор жидкости или уровень заливки, длина несжатого амортизатора L .

Из перечисленных параметров параметры $\delta^{\max}$ и η были уже определены при распределении нормируемой работы $A^{\max}$ между колесами и амортизатором. Остальные параметры амортизатора следует выбрать так, чтобы при его динамическом сжатии на полный ход получить заданную диаграмму работы $A^{\max}$.

Геометрические размеры сечений штока и цилиндра амортизатора следует определять на основании результатов их расчета на прочность, добиваясь получения наибольших значений диаметров, которые ограничиваются лишь условиями местной потери устойчивости. В этом случае толщины стенок штока и цилиндра будут минимальными. Соответственно минимальными будут массы штока и цилиндра. После расчета на прочность можно найти и значение начального зарядного давления амортизатора

$$P_0 = P_0 / F_{\text{шт}}, \quad (4.82)$$

где $F_{\text{шт}}$ – рабочая площадь штока.

Увеличение $F_{\text{шт}}$ приводит к уменьшению начального зарядного давления и улучшает работу уплотнений.

Компоновочные ограничения на диаметры штока и цилиндра амортизатора всегда приводят к увеличению массы конструкции, так как потребные моменты сопротивлений обеспечиваются увеличением толщин их стенок. При определении размеров сечений штока и цилиндра следует учитывать, что между наружной поверхностью штока и внутренней поверхностью цилиндра размещаются манжетные уплотнения, клапан торможения жидкости на обратном ходу и бронзовые буксы.

Согласно рекомендациям, приведенным в работах [6, 7], рабочая площадь штока или поршня амортизатора определяется по начальному зарядному давлению P_0 , которое устанавливается по средним статистическим данным. Так,

$$F_{\text{шт}} = P_0 / p_0. \quad (4.83)$$

Рекомендуется для консольно-телескопических амортизаторов, работающих на изгиб, принимать наибольшее допустимое давление в конце сжатия не более $100 \cdot 10^5$ Па, которому соответствует начальное зарядное давление $(20 \dots 30) \cdot 10^5$ Па.

Для амортизаторов, работающих лишь на осевые силы (рычажная подвеска колес), установлено наибольшее допустимое давление примерно до $500 \cdot 10^5$ Па, что соответствует начальному зарядному давлению $(70 \dots 100) 10^5$ Па. Однако при таком подходе к выбору геометрических параметров толщины стенок штока и цилиндра амортизатора не будут определены из условия их минимальной массы. При этом в большинстве случаев будет завышено и начальное зарядное давление амортизатора, что невыгодно при эксплуатации.

Расстояние между буксами амортизатора b (см. рис. 4.22) целесообразно делать возможно большим, поскольку это ведет к уменьшению возникающих в буксах сил трения и снижает их износ (износ же букс приводит к выходу из строя манжетного уплотнения и потере герметичности). Следует иметь в виду, что при больших значениях сил трения увеличивается начальная сила, при которой амортизатор начинает сжиматься, и соответственно увеличиваются силы многократных нагружений.

В качестве материала для букс в амортизаторах применяют бронзу БрАЖН10-4-4 или БрАЖМц10-3-1,5, имеющую предел прочности при растяжении $\sigma_b = 0,65 \cdot 10^3$ МПа. Ширина букс определяется допускаемым давлением, которое для обеспечения обычного ресурса работы принимают $(1,4 \dots 2) 10^5$ Па. При больших боковых нагрузках целесообразно применять ориентирующие буксы.

Максимальное давление в газовой камере амортизатора определяется уравнением

$$p_{\max} = F_{\Gamma}^{\max} / F, \quad (4.84)$$

где $F_{\Gamma}^{\max}$ — максимальная сила сжатия газа.

Значение $F_{\Gamma}^{\max}$ определяют по политропе сжатия газа на диаграмме работы амортизатора.

Начальный объем газовой камеры можно найти из уравнения политропы сжатия газа

$$p_0 V_0^k = p_{\max} V_{\text{кон}}^k, \quad (4.85)$$

где $V_{\text{кон}}$ — конечный объем газовой камеры.

Учитывая, что

$$V_{\text{кон}} = V_0 - F \delta_{\max}; \quad (4.86)$$

$$p_0 V_0^k = p_{\max} (V_0 - F \delta_{\max})^k,$$

получим

$$V_0 = \frac{F \delta_{\max}}{1 - \sqrt[k]{p_0 / p_{\max}}}. \quad (4.87)$$

При определении высоты газовой камеры h_0 следует учитывать объем, занимаемый плунжером амортизатора:

$$h_0 = \frac{V_0}{\pi D_{\text{ц}}^2 / 4 - f_{\text{пл}}}, \quad (4.88)$$

где $f_{\text{пл}}$ – площадь сечения плунжера.

Объем жидкости, заливаемой в амортизатор, определяют обычно по уровню $h_{\text{ж}}$, который отмеряют от конца верхней буксы. Этот уровень находят из условия заполнения жидкостью кольцевого пространства между цилиндром и штоком при сжатии амортизатора на δ^{max} . Он обеспечивает работу клапана торможения жидкости на обратном ходу.

Значение $h_{\text{ж}}$ определяют из уравнения

$$\frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4} h_{\text{ж}} = \left(\frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4} - \frac{\pi D_{\text{шт}}^2}{4} \right) \delta^{\text{max}}. \quad (4.89)$$

Согласно этому уравнению

$$h_{\text{ж}} = (1 - d_{\text{шт}}^2 / D_{\text{ц}}^2) \delta^{\text{max}}. \quad (4.90)$$

Длина несжатого амортизатора L (см. рис. 4.22) определяется уравнением

$$L = \delta^{\text{max}} + h_0 + h_{\text{ж}} + h_{\text{в.б}} + h_{\text{н.б}} + b + \delta_{\text{дн}} + \delta_{\text{г}} + \Sigma h_{\text{узл}}, \quad (4.91)$$

где $\Sigma h_{\text{узл}}$ – суммарная высота узлов крепления.

Найденные значения параметров амортизатора позволяют приступить к его конструктивной разработке.

Для разработки конструкции амортизатора, кроме его параметров, входящих в выражение (4.91), необходимо определить площади проходных сечений для жидкости, создающих в нем гидравлическое сопротивление $p_{\text{ж}}$ и силы $P_{\text{ж}}$. Площадь проходного сечения по ходу амортизатора не является постоянной. Она рассчитывается из условия создания гидравлических сопротивлений, действие которых на эффективную площадь жидкостной камеры $F_{\text{ж.к}}$ создает силы, изменяющиеся в соответствии с зависимостью $P_{\text{ж}} = f(\delta)$ и, следовательно, при расчете площадей проходных сечений являющиеся известными величинами.

В выражении

$$P_{\text{ж}} = \frac{\gamma}{2} \frac{v_{\text{шт}}^2}{C^2} \frac{F_{\text{ж.к}}^3}{f_{\text{ж}}^2}$$

неизвестными величинами являются $v_{\text{шт}}$, $f_{\text{ж}}$ и $F_{\text{ж.к}}$.

Скорость штока $v_{\text{шт}}$ находят по балансу кинетической энергии самолета, которой он обладает в процессе сжатия амортизаторов. Работа, эквивалентная этой энергии, определяется выражением

$$A_i = m v_{\text{л}}^2 / 2 = A^{\text{max}} - A_{\text{к}} - A_{\text{з.ам}}, \quad (4.92);$$

где $A^{\max}$ – работа, эквивалентная кинетической энергии, нормированной НЛГС; $mv_{YI}^2/2$ – кинетическая энергия самолета при сжатии амортизаторов на δ_i ; $A_{ж} z_k$ – работа, эквивалентная энергии, поглощенной пневматиками колес при сжатии амортизаторов на δ_i ; $A_{z_{ам}}$ – работа, эквивалентная энергии, поглощенной амортизаторами при сжатии на δ_i ; $z_{ам}$ – число амортизаторов.

В выражении (4.92) увеличение нормируемой работы, связанное с опусканием ИМ самолета, согласно НЛГС не учитывается.

Следовательно, баланс кинетической энергии самолета в процессе посадки, когда сжимаются пневматики колес и амортизаторы, позволяет определять вертикальную скорость v_{YI} :

$$v_{YI} = \sqrt{2gA_i/G} \quad (4.93)$$

Построив зависимость $v_{YI} = f(\delta)$, разбив ее на интервалы и приняв на каждом интервале отрезок кривой за прямую, будем иметь

$$\frac{v_{YI} + v_{YI+1}}{2} \Delta t_i = \Delta H_i, \quad (4.94)$$

где ΔH_i – путь, пройденный ИМ самолета по вертикали за время Δt_i .

За время Δt_i шток амортизатора проходит путь $\Delta \delta_i = \delta_i - \delta_{i+1}$ со средней скоростью $v_{шт\ i\ ср}$, следовательно,

$$\Delta \delta_i = v_{шт\ i\ ср} \Delta t_i. \quad (4.95)$$

Разделив выражение (4.95) на выражение (4.94), получим

$$v_{шт\ i\ ср} = \frac{v_{YI} + v_{YI+1}}{2} \frac{\delta_i}{\Delta H_i}. \quad (4.96)$$

Определив $v_{шт\ i\ ср}$ для ряда значений ходов амортизатора, получим кривую $v_{шт} = f(\delta)$. Значение $F_{ж,к}$ определяют по чертежу амортизатора, который разрабатывают одновременно с данным расчетом по рекомендациям, приведенным в этом подразделе.

Подставляя в выражение (4.47) значения $v_{шт}$, $P_{ж}$ и $F_{ж,к}$ для ряда ходов амортизатора, определяют изменение площадей отверстий для перетекания жидкости $f_{ж} = f(\delta)$, обеспечивающих создание сил $P_{ж}$, изменяющихся в соответствии с зависимостью $P_{ж} = f(\delta)$. Следует иметь в виду, что в данном расчете площади $f_{ж}$ определяют из условия поглощения амортизатором максимальной работы $A^{\max}$.

Баланс кинетической энергии самолета в процессе посадки позволяет определять формы диаграмм работ при поглощении амортизатором эксплуатационной работы A^9 . Принимая, что зависимости $P_r = f(\delta)$; $P_t = f(\delta)$ остаются неизменными при поглощении

амортизатором как работы $A^{\max}$, так и работы A^0 , для построения диаграммы работы амортизатора A^0 нужно определить зависимость $P_{\text{ж}} = f(\delta)$ при поглощении амортизатором работы A^0 и суммировать ее с зависимостями $P_{\text{г}} f(\delta)$ и $P_{\text{т}} = f(\delta)$.

В соответствии со значением A^0 составляют баланс энергии самолета для различных ходов амортизаторов и, используя выражения (4.92)...(4.96), определяют зависимость $v_{\text{шт}} = f(\delta)$. Подставив в выражение (4.46) для каждого δ соответствующие значения $v_{\text{шт}}$ и $f_{\text{ж}}$, определяют зависимость $P_{\text{ж}} = f(\delta)$.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ОДНОКАМЕРНЫХ ЖИДКОСТНО-ГАЗОВЫХ АМОРТИЗАТОРОВ

По способам создания гидравлических сопротивлений при сжатии амортизаторы можно разделить на следующие виды:

1. Амортизаторы, в которых гидравлическое сопротивление создается жидкостью, перетекающей через отверстия, площадь которых в процессе сжатия остается постоянной (рис. 4.32, а).

Площади отверстий, через которые перетекает жидкость, для создания сил $P_{\text{ж}}$ при сжатии в таких амортизаторах, небольшие и соизмеримы с площадями зазоров, образуемых между наружными поверхностями плунжеров 3 и внутренними поверхностями штоков 2. Для устранения влияния зазоров на силы, создаваемые жидкостью, в плунжеры устанавливают металлические поршневые кольца, без которых диаграммы работ амортизаторов при серийном производстве значительно отличаются друг от друга. Диаграммы работ таких амортизаторов в начале сжатия характеризуются значительным градиентом возрастания сил, действующих на амортизатор, которые затрачиваются на приведение в движение жидкости, находящейся в жидкостной камере. При превышении расчетной скорости сжатия на диаграмме работы таких амортизаторов появляются пики нагрузок, которые могут превышать расчетные. Вследствие этого в настоящее время такие амортизаторы применяют сравнительно редко.

2. Амортизаторы, в которых гидравлическое сопротивление создается жидкостью, перетекающей между плунжером 3 и иглой 7 (рис. 4.32, б). Площади сечения игл делают переменными, и это дает возможность изменять в нужных пределах гидравлические сопротивления по ходу сжатия амортизатора [11].

3. Амортизаторы, в которых гидравлическое сопротивление создается перетеканием жидкости через продольные канавки, образуемые на наружной поверхности плунжеров (рис. 4.32, в). Изменение глубины и длины канавок позволяет менять гидравлические сопротивления по ходу сжатия амортизатора. Канавки позволяют наиболее рационально изменять гидравлическое сопротивление, особенно в амортизаторах больших размеров, из-за уменьшения числа деталей.

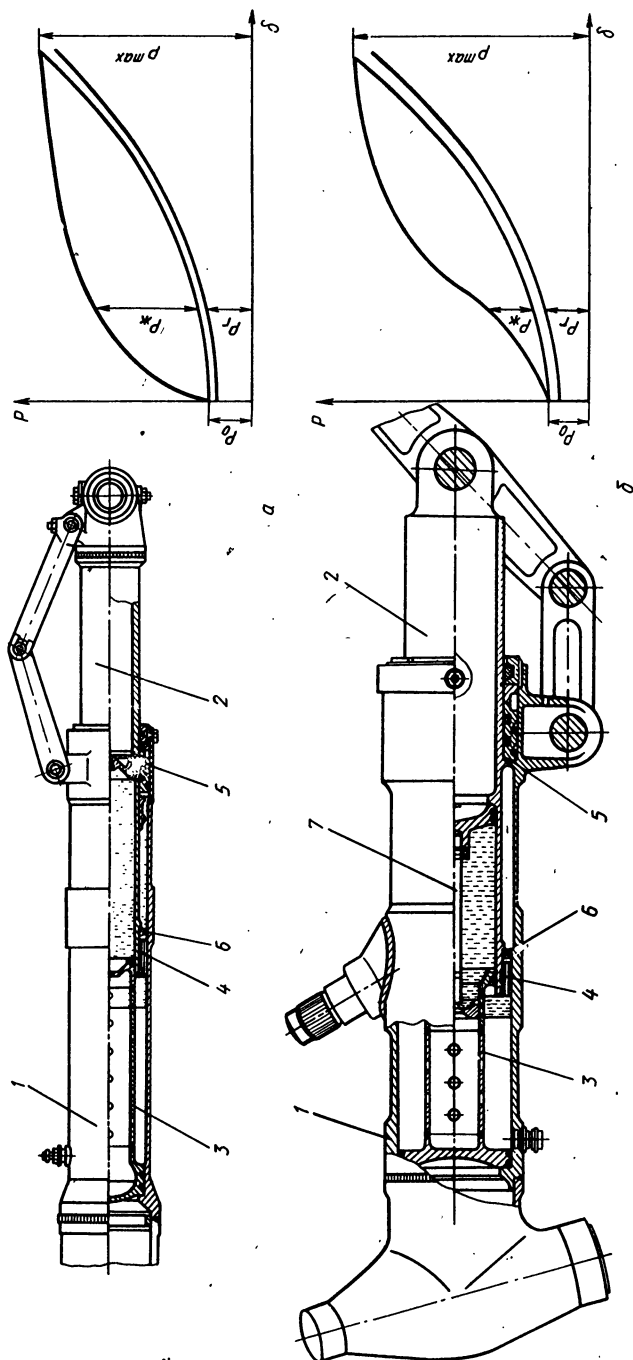


Рис. 4.32. Навано

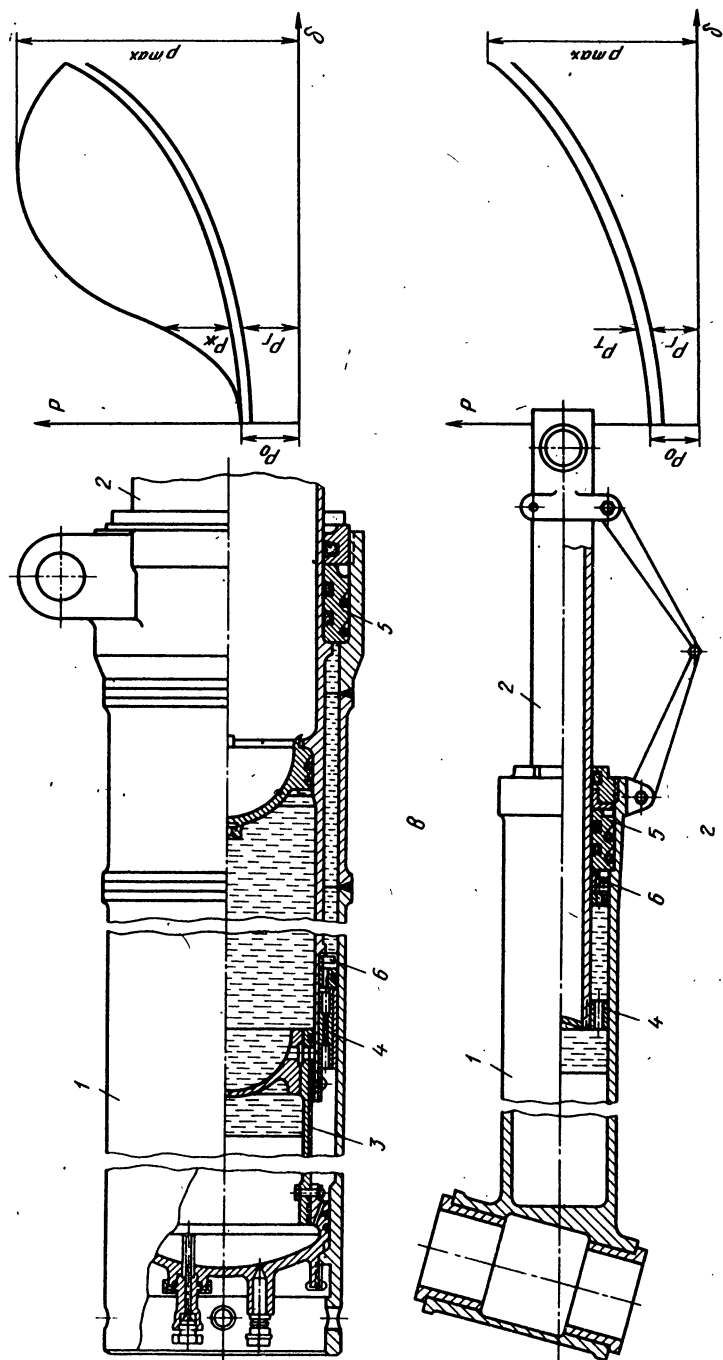


Рис. 4.32. Конструктивные схемы и диаграммы работ однокамерных амортизаторов:

а — гидравлическое сопротивление создается жидкостью, перетекающей через отверстия в плунжере; б — гидравлическое сопротивление создается жидкостью, перетекающей между плунжером и иглой; в — гидравлическое сопротивление создается перетеканием жидкости через продольные каналы на наружной поверхности плунжера; г — гидравлическое сопротивление не создается; 1 — цилиндр; 2 — шток; 3 — плунжер; 4 — букса верхняя; 5 — букса нижняя; 6 — клапан торможения жидкости на обратном ходу; 7 — игла

4. Амортизаторы, в которых гидравлическое сопротивление не создается (рис. 4.32, з). Энергия удара, приходящаяся на такие амортизаторы при их сжатии, компенсируется силами, возникающими при сжатии газа и силами трения в буксах.

Диаграммы работ амортизаторов, приведенных на рис. 4.32, имеют различные формы, которые определяются коэффициентом полноты диаграммы работы амортизатора и силами, создаваемыми в амортизаторе жидкостью и газом. При сжатии амортизатора силы, создаваемые жидкостью, могут быть и больше сил, создаваемых газом (см. рис. 4.32, в).

НАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ДВУХКАМЕРНЫХ ЖИДКОСТНО-ГАЗОВЫХ АМОРТИЗАТОРОВ

При построении диаграммы работы однокамерного жидкостно-газового амортизатора было показано, что уменьшение P_0 от 0,4 до 0,6 $P_{ст. пос.}$ уменьшает уровень нагрузок, соответствующих посадкам самолета со скоростями v_y , меньшими расчетных. Однако уменьшить значение P_0 еще больше нельзя, так как при взлете самолета с расчетной взлетной массой однокамерные амортизаторы не имеют необходимого запаса энергоемкости (см. рис. 4.29).

В двухкамерных амортизаторах P_0 снижают от 0,1 до 0,15 $P_{ст. пос.}$, что создает условия для еще большего уменьшения уровня нагрузок, которые соответствуют посадкам самолетов с v_y , меньшими расчетных, при этом двухкамерные амортизаторы обеспечивают значительный запас энергоемкости, когда самолет взлетает с расчетной взлетной массой.

Наличие в амортизаторе (рис. 4.33) двух отделенных друг от друга газовых камер низкого и высокого давлений дает возможность получить политропу сжатия газа, составленную из двух участков, принадлежащих различным кривым. На начальном участке сжатия, когда газ сжимается только в камере низкого давления, политропа сжатия газа соответствует участку ab (рис. 4.34). Когда давление в камере низкого давления сравняется с начальным зарядным давлением в камере высокого давления, начинается сжатие газа в обеих камерах, политропа сжатия газа соответствует более пологому участку bc вследствие увеличения объема газа.

Координаты точки b на политропе сжатия газа устанавливают следующим образом: значение ординаты $P_{ст. взл.}$ выбирают так, чтобы она соответствовала нагрузке, приходящейся на опору шасси при взлетной массе самолета, а абсциссу δ — в зависимости от покрытия ВПП.

На самолетах, базирующихся на аэродромах с жестким и нежестким покрытиями, на которых практически отсутствуют неровности, большие нагрузки возникают чаще всего лишь на посадках при первом ударе о ВПП, когда амортизатор еще не сжат, и, вследствие этого, включение в работу камеры высокого давления произ-

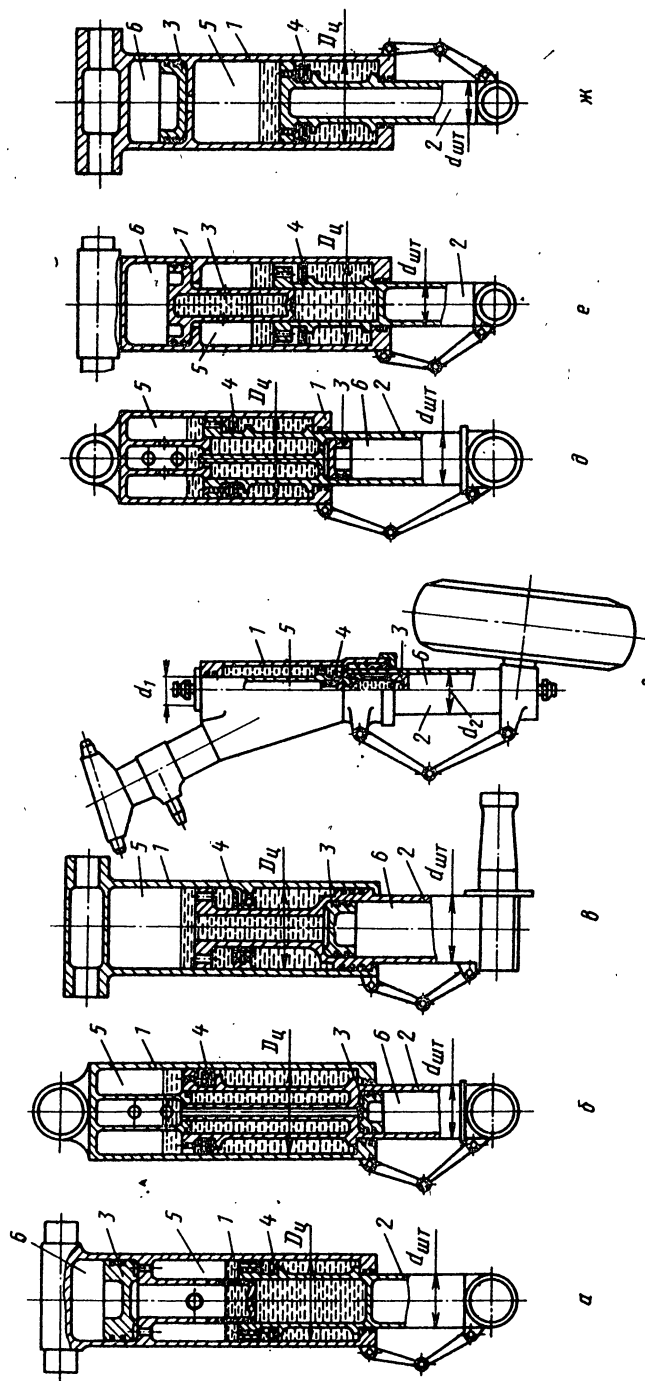


Рис. 4.33. Конструктивные схемы двухкамерных амортизаторов:

1 — цилиндр; 2 — шток; 3 — поршень; 4 — клапан торможения жидкости на обратном ходу; 5 — камера низкого давления; 6 — камера высокого давления; $d_{шт}$, d_1 , d_2 — диаметры штока амортизатора

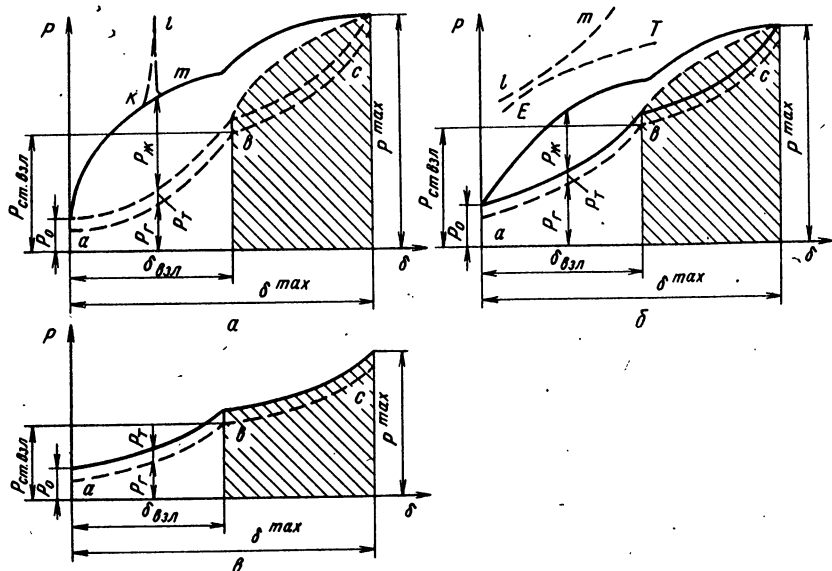


Рис. 4.34. Диаграммы работ двухкамерных амортизаторов:

а — диаграммы работ амортизаторов, схемы которых приведены на рис. 4.33, **а**, **б**, **в**, **г**; **б** — диаграммы работ двухкамерных амортизаторов, схемы которых приведены на рис. 4.33, **д**, **е**; **в** — диаграммы работы двухкамерного амортизатора, схема которого приведена на рис. 4.33, **ж**; **аес** — политропа сжатия газа; klm^* — пик нагрузки при наезде на неровность. Заштрихованные площади на диаграммах — запасы энергоемкости на взлете

водят примерно на 50% хода амортизатора. Дальнейшее увеличение сжатия приводит к нежелательному снижению запаса энергоемкости на разбеге, а более раннее включение камеры высокого давления, при ходе менее 50%, способствует увеличению нагрузок на пробеге и маневрировании.

На самолетах, базирующихся на аэродромах с грунтовыми ВПП, значительные нагрузки возникают при посадках и на участках разбега и пробега, когда самолет с большими скоростями, близкими к посадочным или взлетным, наезжает на неровности. Вследствие этого включение в работу камеры высокого давления производят примерно на 25...30% хода амортизатора, оставляя большую часть его хода для поглощения энергии при встрече с неровностями.

В двухкамерных амортизаторах, схемы которых приведены на рис. 4.33, **а**, **б**, **в**, **г**, при сжатии создаются силы $P_{ж}$ проталкивания жидкости. В этих амортизаторах не обеспечивается „компромисс“ между различными режимами их работы. С одной стороны, амортизаторы должны поглощать приходящиеся на них эксплуатационную и максимальную работы, при расчетных значениях верти-

кальных составляющих скоростей самолета v_y , а с другой стороны, на разбеге и пробеге при наезде на неровности, когда значение v_y близко к нулю, не должны возникать пики нагрузок из-за больших скоростей сжатия амортизаторов. В первом случае гидравлическое сопротивление, образуемое жидкостью, необходимо для поглощения и рассеивания энергии удара при посадке самолета. Во втором же случае гидравлическое сопротивление приводит к резкому возрастанию (пикам) нагрузок, действующих на амортизатор.

„Компромис” рассмотренных различных режимов работы достигается в амортизаторах, схемы которых приведены на рис. 4.33, д, е. В этих амортизаторах жидкостная камера соединена с газовой камерой высокого давления, вследствие чего давление в ней ограничивается давлением газа в камере высокого давления и превышение расчетной скорости сжатия не вызывает увеличения перегрузок, когда колеса с большой скоростью наезжают на неровности, высота которых превышает возможные обжатия пневматиков.

Нагрузки, возникающие при этом в амортизаторе, не превышают значения $P^{\max}$ и определяются по кривой ET (см. рис. 4.34, б), которая располагается ниже кривой lm , так как некоторое количество жидкости перетекает через отверстия, в которых создается гидравлическое сопротивление. Кривую lm условно можно представить как политропу сжатия газа на участке bc , которая сдвигается влево, когда давление в жидкостной камере превышает давление в газовой камере высокого давления.

При аналогичных условиях работы однокамерных и двухкамерных амортизаторов, в которых отсутствует ограничение давления в жидкостной камере, коэффициенты перегрузок могут превышать расчетные значения.

Двухкамерные амортизаторы, в которых давление в жидкостной камере ограничивается давлением газа в камере высокого давления, создают возможность эксплуатации самолетов на аэродромах с ВПП, имеющими значительные неровности. Замена однокамерных амортизаторов на двухкамерные на военно-транспортном самолете „Локхид С-130” позволила увеличить высоту преодолеваемых выступов в 2 . . . 3 раза, при этом ход амортизаторов главных опор увеличился с 267 до 635 мм.

4. СРАВНЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТЕЙ ОДНОКАМЕРНЫХ И ДВУХКАМЕРНЫХ АМОРТИЗАТОРОВ

В технической литературе [7, 8] приведены данные о большей энергоемкости двухкамерных амортизаторов в сравнении с энергоемкостью однокамерных амортизаторов.

Сравнение энергоемкости амортизаторов может быть сделано лишь при условии, если амортизаторы имеют одинаковые значения максимальных ходов $\delta^{\max}$ и максимальных динамических сил

$P^{\max}$. Если же один из амортизаторов имеет больший максимальный ход, он поглощает и большую энергию. Аналогично большей динамической силе $P^{\max}$ соответствует большая энергоемкость амортизатора. Вследствие этого при сравнении диаграмм работ однокамерного и двухкамерного амортизаторов получаем, что большей энергоемкостью обладает амортизатор, имеющий больший коэффициент полноты диаграммы работы. При одинаковых значениях $\delta^{\max}$ и $P^{\max}$ большую энергоемкость может иметь как однокамерный, так и двухкамерный амортизатор.

Следует еще раз отметить достоинства двухкамерных амортизаторов в сравнении с однокамерными, которыми являются:

малая начальная сила, при которой они начинают сжиматься (начальная сила сжатия двухкамерного амортизатора $0,1...0,15 P_{\text{ст.пос.}}$, а однокамерного $0,4...0,6 P_{\text{ст.пос.}}$), обеспечивающая снижение уровня нагрузок при поглощении энергии, соответствующей малым v_y ;

наличие необходимого запаса энергоемкости при взлете самолета с расчетной взлетной массой.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ШАССИ, И ВЛИЯНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ И НЕТОЧНОСТЕЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ НА ЭПЮРЫ НАГРУЖЕНИЯ

Нагрузки для расчета шасси на прочность определяются НЛГС, которыми предусматривается ряд расчетных случаев нагружений. Каждый расчетный случай определяет значения сил и моментов, направления их действия, их точки приложения к конструкции, коэффициенты безопасности и геометрические соотношения силовой схемы при сжатии амортизатора и обжатии пневматиков колес.

Вычисленные нагрузки для заданных расчетных случаев дают возможность построить эпюры нормальных и перерезывающих сил, изгибающих и крутящих моментов, действующих на элементы силовой схемы, и приступить к расчету конструкции на прочность [3]. Силы, действующие в элементах силовой схемы, определяют на основе законов строительной механики. Силы в подкосах находят из уравнений равновесия моментов, действующих относительно осей вращения. Эти уравнения содержат известные действующие нагрузки, геометрические размеры и неизвестные силы в подкосах.

Следует отметить, что в отличие от нагрузок, нормируемых НЛГС для крыла, оперения, фюзеляжа и т. д., нагрузки, действующие на шасси, зависят от параметров диаграммы работы амортизатора, которые выбирает конструктор. Конструктор должен сделать все возможное для снижения действующих на шасси нагрузок и тем уменьшить его массу.

Чтобы работа шасси была безотказной, напряжения в ее силовых элементах в процессе эксплуатации должны соответствовать напряжениям, определяемым расчетами на прочность. Если же в

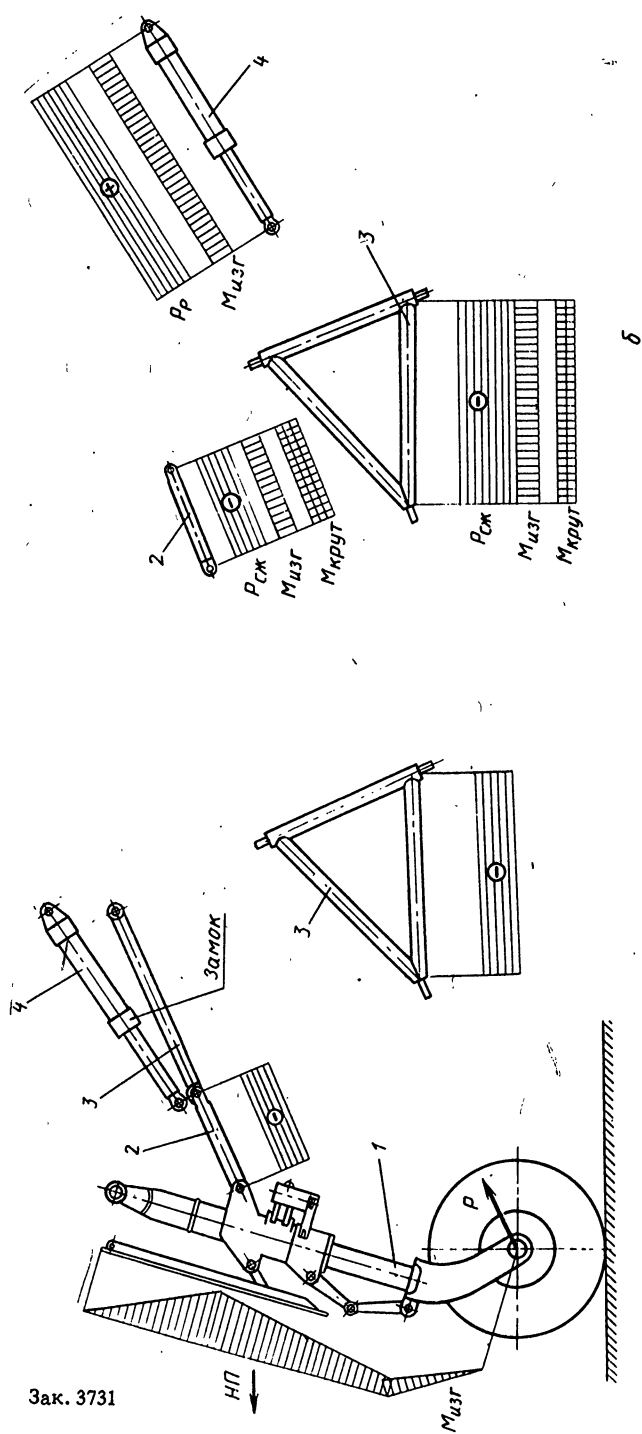


Рис. 4.35. Эпюры нагружения силовых элементов передней опоры шасси:
 а — построенные без учета неточностей изготовления; б — построенные с учетом неточностей изготовления; 1 — стойка; 2, 3 — ча-
 сти складывающегося подкоса; 4 — цилиндр гидравлический с замком

процессе эксплуатации появляются отступления от расчетных условий, в конструкции могут возникнуть напряжения, превышающие расчетные, которые не принимались во внимание при расчете площадей сечений силовых элементов.

Вследствие этого при проведении расчетов на прочность необходимо определить факторы, которые могут привести к изменению эпюр нагружений силовых элементов конструкции относительно расчетных.

К таким факторам относятся деформации, возникающие в силовых элементах при нагружении конструкции и при неточности изготовления, сборки и монтажа конструкции. Анализ поломок деталей и узлов и преждевременных износов трущихся поверхностей в эксплуатации показывает, что в большинстве случаев они являются следствием имеющихся несоответствий между расчетными и эксплуатационными условиями.

В качестве примера, позволяющего определить влияние на расчетно-силовую схему неточностей изготовления и сборки, рассмотрим схему передней опоры шасси при приложении силы P (рис. 4.35).

Части 2, 3 складывающегося подкоса нагружаются сжимающими силами, опора (амортизационная стойка) работает на изгиб, а гидравлический цилиндр является нулевым стержнем.

Однако отступления от номинальных геометрических размеров деталей в пределах установленных точностей в процессе изготовления и неточности сборки приводят к условиям, при которых сборка рассматриваемой схемы может быть осуществлена путем деформаций деталей и узлов при приложении к ним монтажных сил и моментов. Такая сборка носит название сборки с помощью натягов.

Силы и моменты, возникающие при этом в конструкции, приводят к изменениям эпюр нагружений силовых элементов схемы (рис. 4.35, б) относительно расчетных.

В результате появления деформаций при сборке в частях 2 и 3 складывающегося подкоса появляются дополнительные изгибающие $M_{изг}$ и крутящие моменты $M_{крут}$, которые увеличивают расчетные напряжения и уменьшают критические силы, при которых части 2 и 3 подкоса теряют устойчивость, а действие изгибающих моментов на гидравлический цилиндр 4 приводит к односторонним износам его поршня и направляющей буксы и уменьшению силы, создаваемой цилиндром, из-за увеличения силы трения.

Следует отметить и значительное влияние монтажных сил и моментов на изменение условий работы узлов, которыми шасси крепится к планеру.

Для исключения влияния на эпюры нагружений неточностей изготовления и сборки в шасси современных самолетов применяют следующие конструктивные решения. В подвижные и неподвижные оси вращения узлов и соединений устанавливаются различного рода ориентирующие подшипники, шаровые опоры, кардан-

ные шарниры и другие элементы, которые создают дополнительные степени свободы, позволяющие балкам, подкосам, гидравлическим цилиндрам и другим звеньям ориентироваться в направлении действия сил и моментов. Свободные повороты звеньев относительно друг друга в местах соединений компенсируют неточность изготовления и дают возможность осуществлять сборку без приложения к шасси монтажных сил и моментов, чем достигается отсутствие в них напряжений, обусловливаемых этим фактором.

Ориентирующиеся подшипники, шаровые опоры, карданные шарниры и другие элементы также избавляют силовые кинематические звенья от дополнительных нагружений в процессе уборки и выпуска шасси, когда они вращаются относительно не строго параллельных осей (непараллельность осей является следствием тех же неточностей изготовления и сборки).

В рассматриваемой схеме по законам строительной механики гидравлический цилиндр является нулевым стержнем и расчет его на прочность производится по максимальной нагрузке, определяемой зависимостью $P = f(\delta)$, которая показывает изменение действующей на цилиндр силы в процессе уборки или выпуска шасси.

Однако, как показывает практика, в некоторых случаях расчетная сила, определенная по зависимости $P = f(\delta)$, оказывается меньше силы, определенной по схеме, построенной с учетом деформаций силовых элементов и узлов при нагружениях шасси расчетными нагрузками. Следовательно, если не принять во внимание деформации, гидравлический цилиндр и узел его крепления к планеру, рассчитанные на меньшие нагрузки, не обеспечат необходимую прочность в процессе эксплуатации.

4.4. СНИЖЕНИЕ СИЛ, МНОГОКРАТНО НАГРУЖАЮЩИХ ШАССИ, АКТИВНЫМ АМОРТИЗАТОРОМ

Увеличение срока службы (числа полетов) самолета приводит к увеличению числа нагружений. Общее число нагружений определяется произведением числа запланированных полетов на число нагружений, возникающих на этапах руления, выхода двигателей на режим, посадки, пробега и транспортировки самолета наземными средствами. При 60 000 планируемых полетах общее число нагружений достигает более 360 000. Вследствие этого при проектировании шасси и выборе допускаемых напряжений, действующих в силовых элементах, необходимо учитывать усталостные факторы, а не только статическую прочность. Необходимая прочность конструкции достигается путем ограничения значений действующих в ней напряжений в соответствии с циклами нагружений. Однако уменьшение расчетных значений напряжений ведет к соответствующему увеличению массы конструкции.

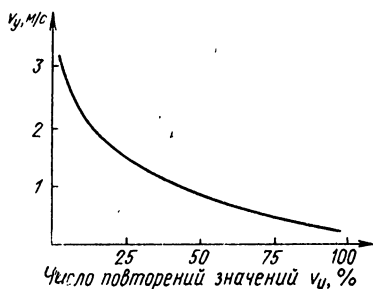


Рис. 4.36. График для определения повторений значений v_y при посадках

В связи с этим перед конструктором встает задача обеспечения работы конструкции в условиях многократных нагружений и уменьшения до минимума связанного с этим увеличения ее массы.

Уменьшить число циклов нагружений конструкции конструктор

не может, так как это связано с ресурсом, задаваемым техническими требованиями. Поэтому при проектировании амортизатора необходимо выбирать такую форму его диаграммы работы, которая уменьшает силы, формирующие основные циклы нагружений. График (рис. 4.36) для определения числа повторений значений вертикальных составляющих скоростей v_y при посадке самолетов [10] позволяет сделать вывод, что основное число нагружений шасси, соответствующих поглощению амортизатором энергии, эквивалентной работам, меньшим работ A^* и $A^{\max}$, производится нагрузками, меньшими расчетных.

Следовательно, если в процессе поглощения энергии, меньшей расчетной, изменять диаграмму работы амортизатора и поглощать энергию ударов путем увеличения хода амортизатора, уменьшая или исключая создаваемые в нем силы гидравлического сопротивления, можно уменьшить возникающие при этом в амортизаторе нагрузки. Для решения поставленной задачи в амортизаторы устанавливают устройства, которые после первого удара самолета о ВПП исключают гидравлическое сопротивление, создающее силу $P_{ж}$. После исключения гидравлического сопротивления энергия ударов уравнивается силой сжатия газа и силой трения в направляющих бусах.

В амортизаторе, схема которого приведена на рис. 4.37, а, когда перед посадкой самолета шасси выпущено, давление газа в камере 9 выдвигает шток 2 амортизатора до упора. При этом борт 4 на конце иглы 3 перемещает подвижной поршень 5 плунжера 6 в нижнее положение. При ударе о ВПП амортизатор сжимается и жидкость из камеры 11 вытесняется через пазы в игле, создавая гидравлическое сопротивление и силу $P_{ж}$.

Поршень 5 при этом остается неподвижным, так как на него действует сила, значение которой определяется давлением в жидкостной камере 11, умноженным на разность площадей сечений с диаметрами d_2 и d_1 . При этом часть энергии, эквивалентной работе внешних сил, действующих на амортизатор, аккумулируется в нем в виде энергии сжатого газа, а кинетическая энергия жидкости и работа сил трения в направляющих бусах переходит в теплоту и

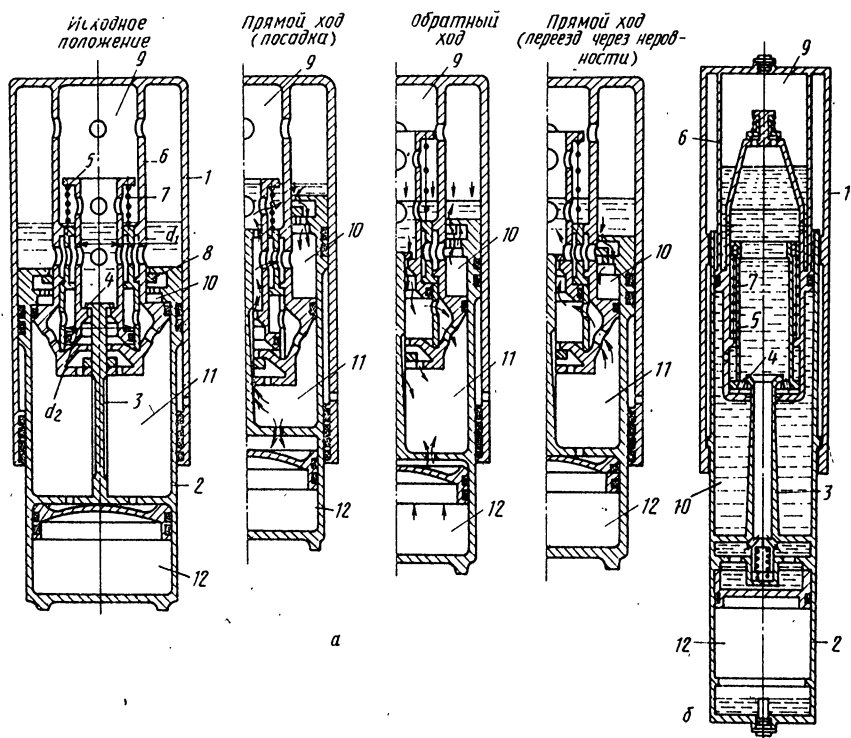


Рис. 4.37. Схемы амортизаторов с устройствами, исключающими гидравлическое сопротивление после первого удара самолета о ВПП:

а — давление в жидкостной камере ограничивается давлением газа в камере высокого давления; б — давление в жидкостной камере не зависит от давления в камере высокого давления; 1 — цилиндр; 2 — шток; 3 — игла; 4 — бурт на конце иглы; 5 — поршень плунжера; 6 — плунжер; 7 — пружина; 8 — клапан торможения жидкости при растяжении амортизатора; 9 — камера газовая низкого давления; 10, 11 — камеры жидкостные; 12 — камера высокого давления

рассеивается. После удара о ВПП и дальнейшего движения самолета по аэродрому амортизатор разжимается, игла 3 при этом отходит от поршня 5 плунжера и он под действием пружины 7 перемещается в крайнее верхнее положение, давления в камерах 9 и 11 уравниваются, и жидкость при дальнейших сжатиях амортизатора имеет возможность свободно перетекать из одной камеры в другую.

В таком положении поршня 5 плунжера 6 силы при сжатиях амортизатора создаются только благодаря наличию силы сжатия газа и силы трения, которые не зависят от скорости сжатия, что и исключает появление значительных сил при наезде на неровности на участках разбега, пробега и маневрировании, которые формируют основные циклы нагружений шасси.

Кроме того, следует отметить, что двухкамерные амортизаторы могут иметь большие значения коэффициентов η полноты диаграммы работы, которые необходимы для самолетов, имеющих при посадках большие скорости v_y , обеспечивая небольшой уровень нагрузок при движении на ВПП и маневрировании. Этот уровень достигается благодаря малому значению начальной силы, при котором амортизаторы начинают сжиматься, и исключению сил $P_{ж}$ после первого удара о ВПП.

Следует отметить большое достоинство однокамерных и двухкамерных жидкостно-газовых амортизаторов (см. рис. 4.32, г, 4.33, ж), в которых при их сжатии не создается сила $P_{ж}$, а энергия удара компенсируется силами сжатия газа и силами трения. Конструкции таких амортизаторов просты, а при движении самолетов с большими скоростями на разбеге, пробеге и при наезде на неровности в них согласно расчетам не возникают пики нагрузок, так как силы, образующиеся в амортизаторах, не зависят от скорости их сжатия, если не принимать во внимание небольшое изменение показателя политропы в уравнении политропы сжатия газа, которое оказывает незначительное влияние на значение силы.

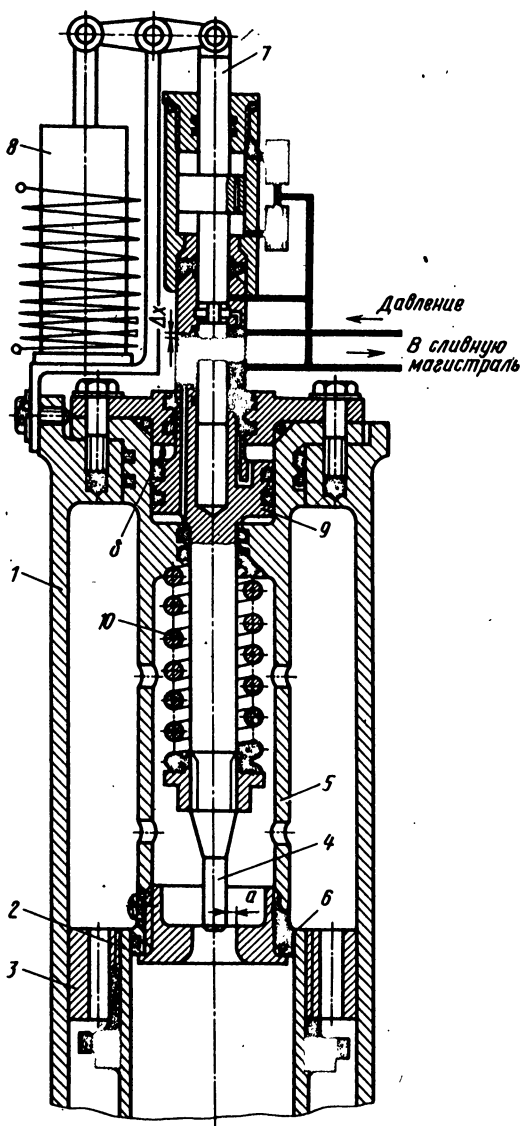
Амортизаторы имеют небольшое значение η (0,55...0,6), вследствие этого их можно применять, когда малые значения η компенсируются соответствующими увеличениями ходов δ^{max} для поглощения работы A^{max} . Амортизатор, схема которого приведена на рис. 4.32, г, устанавливался в шасси самолетов Ла-5, Ла-7 и Ла-9, которые завоевали превосходство в воздухе в Великую Отечественную войну и эксплуатировались на аэродромах с грунтовыми ВПП. Большой ход амортизатора позволял поглощать энергию ударов с небольшими перегрузками как при посадках, так и при наездах на неровности и осуществлять более эффективное торможение вследствие уменьшения высоты центра тяжести самолета над ВПП, являвшегося важным дополнительным преимуществом этих самолетов, имевших шасси с хвостовой опорой.

Под активным амортизатором понимают амортизатор, в котором сила $P_{ж}$ формируется в зависимости от v_y самолета. Значение этой силы определяют по формуле (4.47), из которой следует, что изменение площади $f_{ж}$ проходного сечения между иглой и плунжером приводит к изменению силы $P_{ж}$. Следовательно, при посадках, когда энергия удара самолета о ВПП меньше расчетной, уменьшение силы $P_{ж}$ приводит к увеличению хода амортизатора и уменьшению перегрузки от посадочного удара.

При управлении положением иглы в таком амортизаторе исполнительным механизмом является следящий электропривод 8 (рис. 4.38). С помощью программного блока на электропривод 8 подаются команды, перемещающие распределительный золотник 7 в положение, при котором между иглой 4 и плунжером 5 устанавливается проходное сечение, площадь которого опреде-

Рис. 4.38. Конструктивная схема активного амортизатора:

1 — цилиндр; 2 — шток; 3 — бокса верхняя; 4 — игла; 5 — плунжер; 6 — кольцо поршневое; 7 — золотник распределительный с демпфером; 8 — электропривод, фиксирующий положение золотника; 9 — игла с поршнем; 10 — пружина; Δx — перекрытие золотника; a — зазор изменяемый; δ — ход иглы с поршнем



ляется работой, которую должен поглотить амортизатор в соответствии со скоростью v_y самолета.

После первого удара опор шасси о ВПП, когда амортизаторами поглощается приходящаяся на них энергия, площадь проходного сечения для жидкости увеличивается до значения, при котором гидравлическое сопротивление уменьшается и не оказывает влияния на силы, создаваемые в амортизаторе.

При выходе из строя гидравлической системы жидкость перестает поступать к распределительному золотнику 7. В этом случае пружина 10 устанавливает иглу 4 в положение, при котором активный амортизатор превращается в обычный жидкостно-газовый амортизатор, рассчитанный на поглощение заданной работы $A_{\max}$.

Если сигналы от системы управления не соответствуют зависимости $f_{\text{ж}} = f(v_y)$, заложенной в программу, в блоках системы

управления предусматривается отключение сигналов, поступающих к электроприводу 8, а пружина 10 в этом случае также устанавливает иглу 4 в положение, при котором амортизатор поглощает заданную работу $A^{\max}$.

По данным НАСА, при испытаниях активных амортизаторов достигнуто снижение перегрузок на ЦМ самолета при наезде на неровности на 62%, а в момент касания колесами ВПП на 19%.

4.5. ВЫБОР ТИПА АМОРТИЗАТОРА ДЛЯ САМОЛЕТА

Основными факторами, определяющими выбор амортизатора для самолета, являются: характеристики аэродромов, на которых будет эксплуатироваться самолет (с грунтовыми ВПП и с ВПП с жестким и нежестким покрытиями), и компоновочные условия размещения шасси на самолете.

Для самолетов, предназначенных для эксплуатации на аэродромах с грунтовыми ВПП, целесообразно применять рычажные, полурычажные и выносные амортизаторы, которые хорошо воспринимают нагрузки от лобовых ударов, когда самолет движется с большими скоростями по ВПП и наезжает на неровности. Консольно-телескопические амортизаторы в таких условиях работают плохо вследствие действия изгибающих моментов и появления в направляющих буксах значительной силы трения. Консольно-телескопические амортизаторы применяют главным образом на самолетах, эксплуатируемых на аэродромах с ВПП, имеющими жесткое и нежесткое покрытия. В сравнении с другими типами амортизаторов (см. рис. 3.13, а, в, г) они имеют меньшую массу.

В работе [15] приведена зависимость

$$m_{\text{ам}} = k m_{\text{т. ам}}, \quad (4.97)$$

где $m_{\text{ам}}$ — масса амортизатора (см. рис. 3.13, б, в, г); k — коэффициент, учитывающий конструктивную сложность амортизаторов, схемы которых приведены на рис. 3.13, б, в, г; $m_{\text{т. ам}}$ — масса консольно-телескопического амортизатора.

Значения коэффициента k рекомендуется принимать следующими:

1,05...1,0 — для амортизаторов, схема которых приведена на рис. 3.13, б;

1,1...1,12 — для амортизаторов, схема которых приведена на рис. 3.13, в;

1,18...1,22 — для амортизаторов, схема которых приведена на рис. 3.13, г, с учетом балки.

Однако следует иметь в виду, что уменьшить массу консольно-телескопических амортизаторов можно лишь при достаточной высоте шасси, когда не накладываются ограничения на ход амортизатора. На самолетах с небольшой высотой шасси следует применять рычажные, полурычажные и выносные амортизаторы,

используя расстояние между планером и поверхностью аэродрома для перемещения колес при работе амортизаторов.

Большой ход колес позволяет и при малом ходе амортизатора уменьшить нагрузки, передаваемые на узлы шасси. Большие же силы, возникающие при этом в рычажном, полурывчажном или выносном амортизаторе, являются внутренними силами силовых элементов схемы шасси.

Выносные амортизаторы часто используются и на самолетах, на которых шасси убирается в фюзеляж (см. рис. 3.16). Для получения нужного размера колеи опора на таких самолетах наклонена на значительный угол по отношению к плоскости YOX , и применение других типов амортизаторов приводит к недопустимо большой силе трения в буксах и перемещениям колес в направлении оси Z при их сжатии. Действующие при этом на колеса боковые силы обычно срывают покрышки с корпусов колес.

Компоновочные условия размещения шасси в убранном положении также во многих случаях определяют выбор способа установки амортизатора. Примерами установки амортизаторов, обеспечивающей рациональное размещение шасси в убранном положении, являются схемы, показанные на рис. 3.18, 3.19.

Глава 5. Гидравлические цилиндры

5.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Гидравлические цилиндры возвратно-поступательного действия преобразуют энергию жидкости в механическую и являются наиболее распространенным видом приводов в убирающихся шасси. Широкое их распространение является следствием:

незначительной массы, приходящейся на единицу передаваемой мощности, составляющей $0,3...1,0 \text{ кг/кВт}$ [5];

высокого коэффициента полезного действия, достигающего значения $0,98$;

относительно несложной технологии изготовления.

Гидравлические цилиндры подразделяются:

по схеме работы на цилиндры одностороннего действия и цилиндры двухстороннего действия;

по числу штоков на цилиндры с одним штоком и цилиндры с двумя штоками;

по числу рабочих поршней на цилиндры с одним поршнем и цилиндры с двумя и более поршнями;

по наличию механических замков на цилиндры без механических замков, цилиндры с замками, запирающими поршень при выпущенном штоке, цилиндры с замками, запирающими поршень при убранном штоке, и цилиндры с замками, запирающими поршень при убранном и выпущенном штоке;

по наличию демпфирующих устройств на цилиндры без демпфирующего устройства и цилиндры с демпфирующим устройством;

по способу подвода и отвода рабочей жидкости на цилиндры с подводом и отводом жидкости через жесткоприсоединенные неподвижные трубопроводы, цилиндры с подводом и отводом жидкости через гибко присоединенные трубопроводы (различного рода шланги), цилиндры с подводом жидкости через шарнир крепления и цилиндры с подводом жидкости через гидравлические шарнирные соединения;

по способу крепления на цилиндры с креплением ушком, цилиндры с креплением цапфами и цилиндры с неподвижным креплением.

Несмотря на большое разнообразие конструкций цилиндров, их детали (штоки, гильзы, буксы, ушковые болты и т. д.) по конфигурации, материалам, применяемым для их изготовления, и технологическим процессам изготовления не имеют значительных

отличий. Исходные данные для проектирования цилиндров определяются по зависимости $P = f(\delta)$ (см. рис. 2.6) и рабочему давлению в гидравлической системе.

Особое внимание при разработке конструкций деталей цилиндров следует обратить на снижение трудоемкости изготовления и повышение КИМа, что достигается применением заготовок из стандартизованных толстостенных труб и поковок, размеры которых близки к геометрическим размерам деталей.

Гильзы цилиндров и штоки обычно делают из стали 30ХГСА и после механической обработки их закаливают до $\sigma_b = (1,1 \dots 1,3) \cdot 10^3$ МПа. Внутренняя поверхность гильзы хонингуется, а наружная поверхность штоков шлифуется и для защиты от коррозии покрывается хромом толщиной 23...30 м.

Герметизация подвижных и неподвижных соединений выполняется с помощью стандартных резиновых и фторопластовых манжет и прокладок. Сечение резиновых манжет круглое, а фторопластовых – прямоугольное.

Для регулировки длины цилиндров в их штоки ввинчивают ушковые болты, стопорение которых осуществляется специальной шайбой и гайкой. Шайба не дает возможности вращаться штоку относительно ушкового болта, когда при движении на него действует крутящий момент, возникающий из-за отклонений геометрических размеров деталей в пределах установленных допусков и непараллельности осей узлов, к которым крепят цилиндр. Крутящий момент создается и при расположении цилиндра в плоскости, перпендикулярной к осям узлов. В этом случае вращение штока обеспечивает необходимую степень свободы.

Поршни и головки цилиндров изготавливают из разных заготовок (при этом их приваривают соответственно к штокам и гильзам) или из одной заготовки. В первом варианте поршни целесообразно делать из алюминиевого сплава высокой прочности, при этом создается выгодная во многих отношениях скользящая пара. Уменьшается сила трения поршня о стенки стальной гильзы, улучшаются условия приработки трущихся поверхностей и уменьшается возможность появления надиров на зеркале гильзы. Выбор варианта соединения поршня со штоком и головки цилиндра с гильзой обычно делают по соображениям уменьшения массы конструкции.

5.2. ЦИЛИНДРЫ ОДНОСТОРОННЕГО И ДВУХСТОРОННЕГО ДЕЙСТВИЯ

В цилиндрах одностороннего действия рабочая жидкость подводится только к одной из сторон поршня и перемещает его шток (рис. 5.1). Возвращается шток в исходное положение под действием внешних сил или сил, создаваемых пружинами, которые устанавливают внутри или снаружи цилиндров. Такие цилиндры дают возможность избавиться от одной ветви подводящего

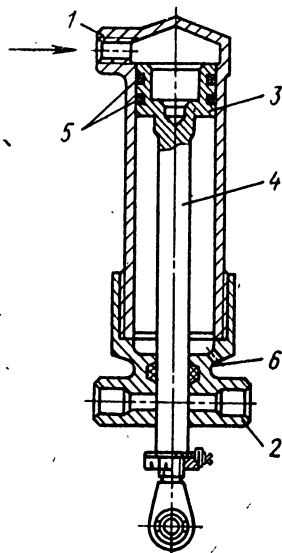


Рис. 5.1. Цилиндр одностороннего действия: 1 — штуцер подвода жидкости; 2 — цапфа крепления; 3 — поршень; 4 — шток; 5 — кольцо манжетное уплотнительное; 6 — фильтр сетчатый

трубопровода, шлангов или гидравлических шарнирных соединений. Вследствие этого они нашли широкое применение в замках складывающихся подкосов из-за больших их перемещений в процессе уборки и выпуска шасси.

Для улучшения условий работы манжетных уплотнительных колец таких цилиндров и предохранения от коррозии внутренних поверхностей в полости цилиндров, соединенных с атмосферой, заливают небольшое количество масла АМГ-10, а для предохранения цилиндров от пыли и влаги отверстия, соединяющие

полости с атмосферой, обычно закрывают сетчатыми фильтрами.

В цилиндрах двухстороннего действия (рис. 5.2) рабочая жидкость подводится поочередно к обеим сторонам поршня и вследствие этого ими создаются силы при выпуске и уборке штока.

Цилиндры применяют для уборки и выпуска шасси в замках, удерживающих шасси в убранном положении, и в замках подкосов, создающих геометрическую неизменяемость шасси в выпущенном положении. В цилиндре, схема которого приведена на рис. 5.2, а, имеется возможность регулирования хода штока гайкой 7, навинчиваемой на шток. В цилиндр, схема которого приведена на рис. 5.2, б, жидкость подается с помощью жесткоприсоединяемого неподвижного трубопровода. Цилиндр, схема которого приведена на рис. 5.2, д, крепится к узлу с помощью цапф. В цилиндрах, схемы которых приведены на рис. 5.2, а, в, г, шарнирные подшипники компенсируют непараллельность осей узлов и осей деталей, присоединяемых к штокам. Вследствие этого гильзы цилиндров и штоки нагружаются только осевыми силами. В цилиндрах, схемы которых приведены на рис. 5.2, б и д, отсутствуют необходимые степени свободы в узлах, поэтому гильзы и штоки нагружаются изгибающими моментами, которые приводят к одностороннему износу штоков, буск и уплотнений.

На рис. 5.3 показаны цилиндры, в которых установлены демпфирующие клапаны, снижающие скорость уборки и выпуска шасси и обеспечивающие его безударную фиксацию замками. Цилиндр,

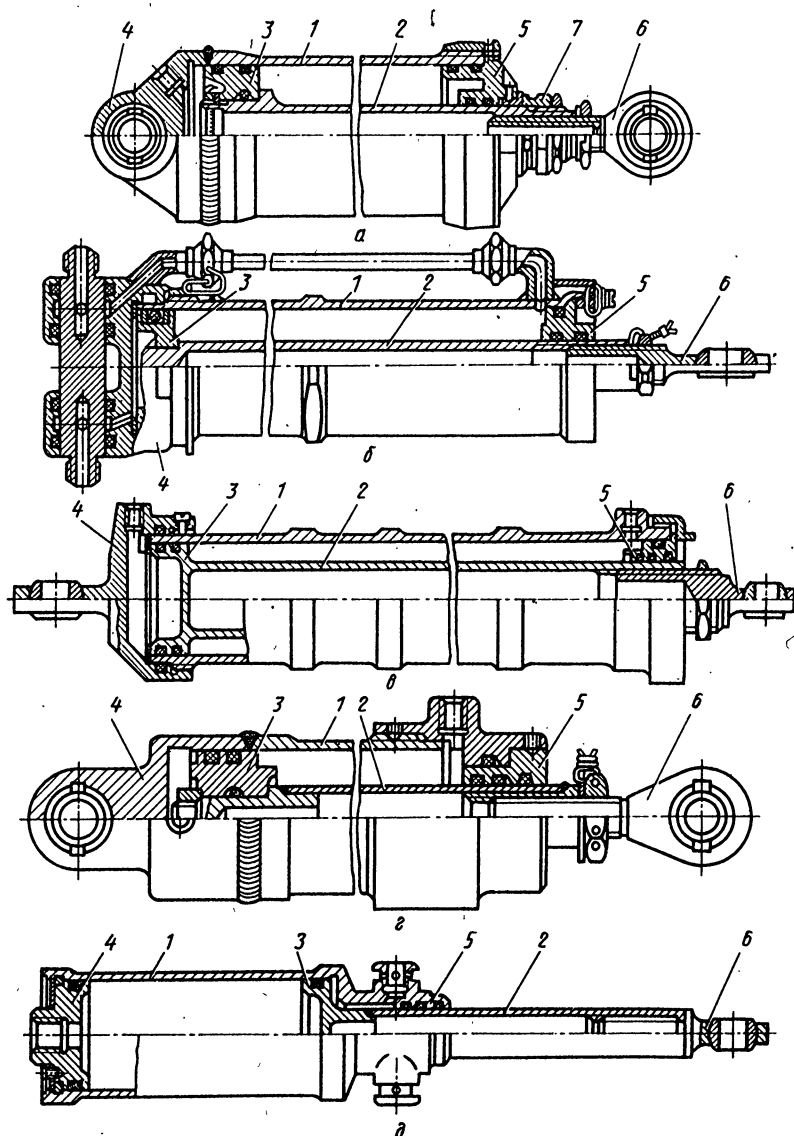


Рис. 5.2. Цилиндры двухстороннего действия:

a — с регулируемым ходом штока; *б* — с подачей жидкости через жесткоприсоединенный трубопровод; *в* — с крышкой, навинченной на гильзу; *г* — с гильзой и крышкой, изготовленными из одной заготовки; *д* — с креплением с помощью цапф; 1 — гильза; 2 — шток; 3 — поршень; 4 — крышка; 5 — букса; 6 — болт ушковый; 7 — гайка

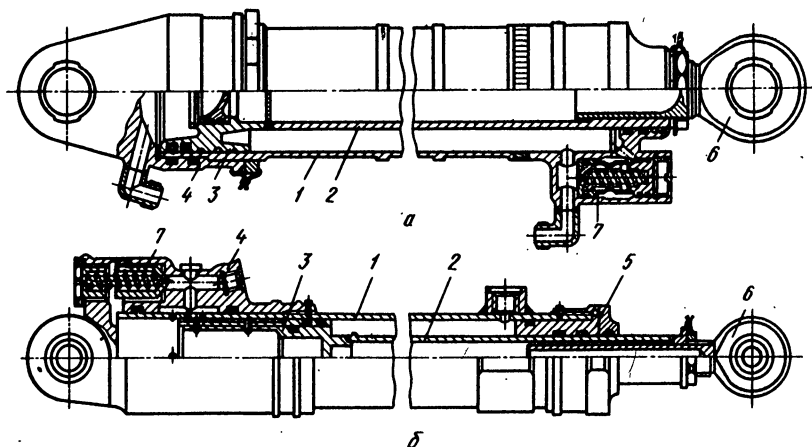


Рис. 5.3. Цилиндры с демпфирующими клапанами:

a — торможение жидкости при выпуске штока; *б* — торможение жидкости при уборке штока; 1 — цилиндр; 2 — шток; 3 — поршень; 4 — крышка; 5 — буска; 6 — болт ушковый; 7 — клапан демпфирующий

схема которого приведена на рис. 5.3, *a*, снижает скорость в конце выпуска штока, а цилиндр, схема которого приведена на рис. 5.3, *б*, — в конце уборки.

Демпфирующие клапаны 7 беспрепятственно пропускают жидкость в цилиндры при уборке шасси, а в обратном направлении жидкость протекает через дроссельное отверстие небольшого диаметра в клапане и отверстия, расположенные на цилиндре. Суммарная площадь отверстий достаточно велика, и жидкость из цилиндра вытекает без большого сопротивления. Когда поршень 3, не дойдя до своего крайнего положения, начинает закрывать отверстия в цилиндре, сопротивление жидкости увеличивается и скорость движения штока уменьшается. Когда же поршень перекроет все отверстия цилиндра, жидкость течет только через дроссельное отверстие клапана.

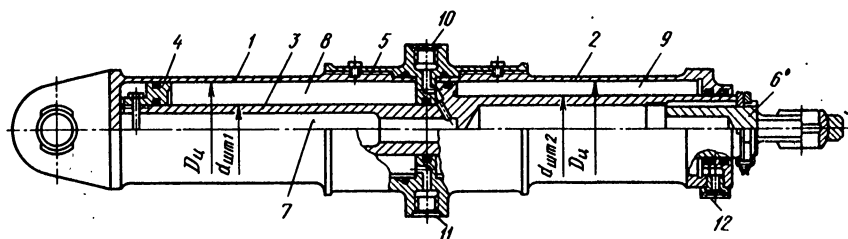


Рис. 5.4. Цилиндр с двумя рабочими поршнями:

1, 2 — цилиндры; 3 — шток с поршнем; 4 — поршень второй; 5 — муфта; 6 — болт ушковый; 7, 8, 9 — полости; 10 — штуцер подвода жидкости в полость 7; 11 — штуцер подвода жидкости в полость 8; 12 — фильтр сетчатый

Цилиндры с двумя (рис. 5.4) и более рабочими поршнями применяют, когда сила, необходимая для уборки или выпуска шасси, не может быть создана одним поршнем из-за ограничений в размещении цилиндра. При подводе жидкости в полость 7 сила, необходимая для уборки, создается двумя поршнями. При выпуске шасси требуется меньшая сила и она создается одним поршнем (жидкость подводится в полость 8). При этом уменьшается расход жидкости при выпуске шасси и сокращается время выпуска. В полость 9 цилиндра заливается небольшое количество масла АМГ-10, которое предохраняет поверхность этой полости от коррозии и улучшает работу герметизирующих манжет. Отверстие, соединяющее полость 9 с атмосферой, закрывается сетчатым фильтром для предохранения ее от пыли, грязи и т. п.

Цилиндры двухстороннего действия изготовляют и с двумя штоками. Такие цилиндры обычно применяют в системах открытия и закрытия створок шасси, когда создаваемая цилиндром сила распределяется на две ветви механических проводок управления.

5.3. ЦИЛИНДРЫ С МЕХАНИЧЕСКИМИ ЗАМКАМИ

ЦИЛИНДРЫ С ШАРИКОВЫМИ ЗАМКАМИ

В гидравлических цилиндрах с механическими замками наибольшее распространение получили шариковые, шарикосекторные, канговые и кольцевые замки. В табл. 5.1 приведены разрушающие силы, воспринимаемые цилиндрами с механическими замками.

Таблица 5.1

Наименование самолета	Тип замка	Разрушающая сила замка, МН	Место установки цилиндра
Ла-5	Шариковый	0,17	Основные опоры
Ла-200	Шарикосекторный	0,8	
Ла-250	„	1,2	
Ту-104	Шариковый	0,45	„
Ту-154	Канговый	1,00	„
„Шорт SC.5 Белфаст”	Нет сведений	1,86	„
„Эрбас Индастри А300 В”	„	1,2	Передняя опора

В цилиндрах с шариковыми замками небольшие площади контактов между деталями замков приводят к появлению значительных контактных напряжений, поэтому эти цилиндры не используют при действии на замки сил, больших 0,5 МН.

Конструкции цилиндров с шариковыми замками приведены на рис. 5.5. В цилиндре немецкого самолета Ju 88 (рис. 5.5, в) шток 2 с присоединенным к нему поршнем 3 запирается шариками 11 в обоих крайних положениях. Поршень со штоком, двигаясь под действием жидкости к одному из крайних положений, упирается в

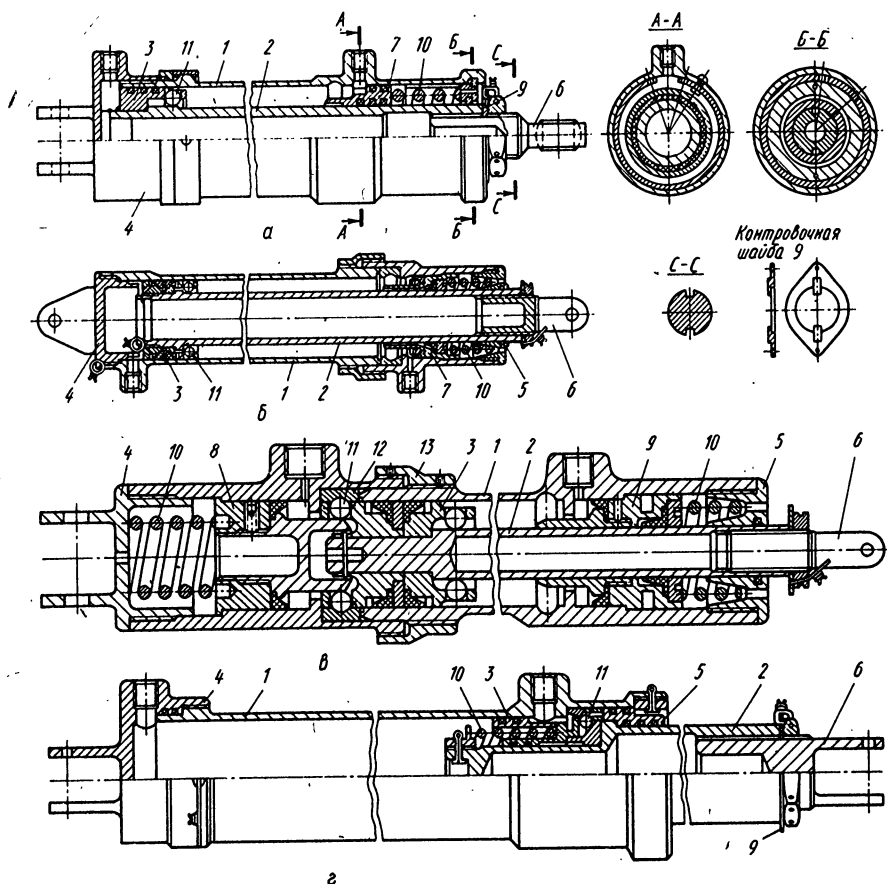


Рис. 5.5. Цилиндры с шариковыми замками:

а — самолет Ла-5; б, в — самолет Ju 88; г — Ла-9; 1 — гильза; 2 — шток; 3, 7, 8 — поршни; 4 — крышка; 5 — буска; 6 — ушковый болт; 9 — шайба контрольная; 10 — пружина; 11 — шарик шарикоподшипника; 12 — кольцо; 13 — муфта

поршень 8 (или 7) замка, отводит его, преодолевая при этом силы пружин 10.

В крайних положениях поршня и штока центры шариков, находящиеся в радиальных отверстиях поршня 3, совмещаются с осью радиусной канавки на кольце 12 или осью канавки, образованной на гильзе цилиндра. Под действием сил, создаваемых пружинами 10, поршень 7 (или 8) входит в проточку поршня 3 и заталкивает шарики в радиусную канавку, запирая поршень 3 и шток 2 в одном из крайних положений. Для открытия замка жидкость подается в полость цилиндра со стороны запертого замка, поршень 7 (или 8) сжимает пружину 10, выходит из-под шариков и

освобождает поршень от замка, после чего он имеет возможность перемещаться в другое крайнее положение.

При выпущенном штоке шариковый механический замок воспринимает действующие на цилиндр сжимающие силы, а при убранном – растягивающие.

Радиусная канавка, в которую западают шарики при закрытии замка, выполняется не на цилиндре, а на кольце 12, которое изготовлено из высокопрочной стали. Поверхность, соприкасающаяся с шариками, центрирована и закалена до 64 HRC. Это позволило увеличить допускаемые контактные напряжения между шариками и кольцом и нагрузки растяжения и сжатия, воспринимаемые цилиндром.

Герметичность между торцевыми поверхностями гильзы 1, крышки 4 и кольца 12 достигается путем их плотного стягивания муфтой 13, для чего на гильзе нарезана резьба с шагом 1,5 мм, а на крышке – с шагом 2 мм. При свинчивании грубообработанные торцевые поверхности колец вминаются в торцевые поверхности крышки и гильзы, обеспечивая необходимую герметичность благодаря большим давлениям между соприкасающимися поверхностями.

Недостаток приведенной конструкции цилиндра – большое число разъемов, которое приводит к увеличению массы. Следует также иметь в виду, что использованный способ создания герметичности между разъемами деталей в рассматриваемом цилиндре может быть применен лишь при рабочих давлениях, не превышающих 12 МПа.

По значению сил и направлению их действия (рис. 5.6) рассчитывают детали замка на прочность. Наибольшие контактные напряжения при работе замка возникают в точках *a*, в которых соприкасаются поверхности шариков и поршня замка. Вследствие этого при действии на цилиндр нагрузок в этих точках образуются наклепы, увеличивающие силу трения при открытии замка.

Эксплуатация цилиндров с шариковыми замками по-

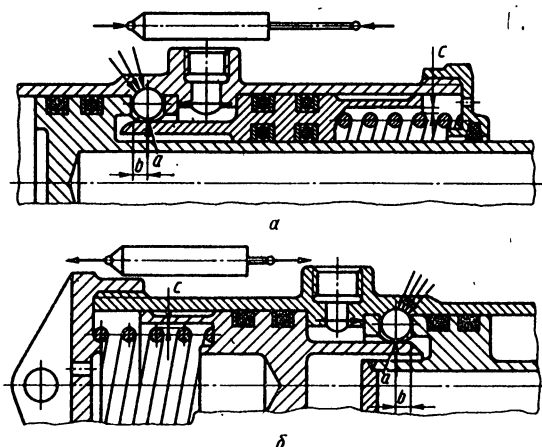


Рис. 5.6. Схема распределения сил, действующих на детали шарикового замка цилиндра:

a – сжатие; *b* – растяжение

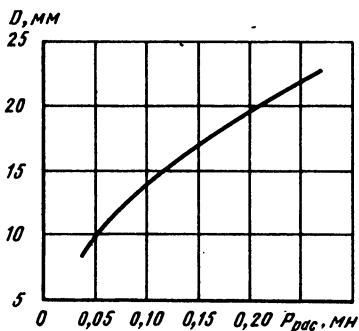


Рис. 5.7. График изменения разрушающих расчетных нагрузок $P_{рас}$, действующих на шарики шарикоподшипников

казала, что для обеспечения надежной работы замков следует:

1. В качестве шариков в замках применять шарики шарикоподшипников. Диаметр шарика D (рис. 5.7) выбирать в зависимости от действующей на него расчетной нагрузки $P_{рас}$, ко-

торая должна составлять не более 25% от разрушающей силы, что дает возможность снизить деформации в местах контакта шарика с деталями замка и уменьшить наклепы, образующиеся в процессе действия нагрузок.

2. Для обеспечения геометрии зацепления замка и необходимых размеров расчетных перемычек в поршнях 3 (см. рис. 5.5) применять шарики, диаметры которых не должны быть менее 8 мм.

3. Расстояние шариков от края поршня b (см. рис. 5.6), называемое перекрытием, делать не менее 2,5 мм.

4. Пружины, перемещающие поршни 7 и 8 (см. рис. 5.5) в сторону закрытия замка, рассчитывать так, чтобы создаваемые ими силы значительно превосходили силу трения манжетных уплотнений поршня.

5. Пружины фиксировать соосно с поршнями замков, не допуская их аксиальных смещений, и устанавливать зазор c (см. рис. 5.6) между наружными поверхностями пружин и внутренними поверхностями поршней. Зазор обеспечивает свободное взаимное перемещение поршней и пружин, наружные диаметры которых при сжатии увеличиваются.

6. Ограничивать ход поршней замков, с тем чтобы при сжатии пружин их витки не соприкасались друг с другом.

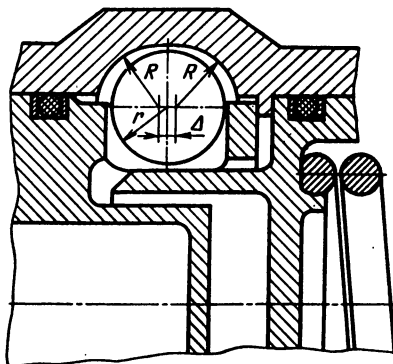
7. При назначении точностей изготовления деталей замка обращать особое внимание на расположение в одной плоскости осей радиальных отверстий для шариков в поршне, на перпендикулярность этой плоскости к оси внутренней поверхности гильзы цилиндра, а также на перпендикулярность плоскости радиусной канавки на гильзе цилиндра к оси цилиндра.

Отклонения от этих требований приводят к созданию условий, при которых замок не всегда будет закрываться.

Обычно несоосность радиальных отверстий в поршне допускается до 0,1 мм, а их биение относительно оси внутренней поверхности цилиндра – не более 0,03 мм. Несоосность радиусной канавки на цилиндре и внутренней поверхности цилиндра допускается

Рис. 5.8. Расположение деталей в шариковом замке:

r — радиус шарика



до 0,03 мм. Выполнение этих требований следует контролировать проверкой геометрии поршня и цилиндра при изготовлении и испытаниями собранного цилиндра. Свободное, без заеданий, проворачивание поршня со штоком относительно оси цилиндра при закрытом замке свидетельствует о выполнении поставленных требований.

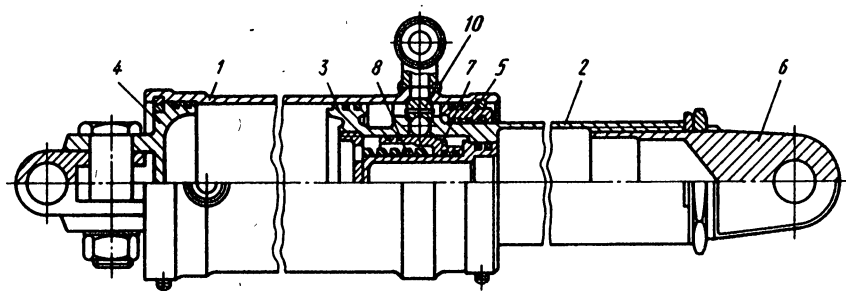
Шариковый замок цилиндра главной опоры шасси самолета Ла-5 (см. рис. 5.5, а) запирает поршень и шток в выпущенном положении и воспринимает сжимающую разрушающую нагрузку 0,17 МН. Радиусная канавка для шариков сделана на цилиндре. Цилиндр этого самолета выполняет функции механизма уборки и выпуска шасси и одновременно является и элементом силовой схемы. Эксплуатация множества самолетов Ла-5 и их модификаций в период Великой Отечественной войны показала надежную работу цилиндра с механическим шариковым замком в силовой схеме шасси.

Общим недостатком, присущим цилиндрам с шариковыми замками, является наличие осевого зазора между штоком и гильзой цилиндра при запертом замке, который образуется из-за зазоров между деталями замка. На зазор значительное влияние оказывает ширина радиусной канавки, которая равна $\Delta + 2R$ (рис. 5.8). Величина Δ обеспечивает надежность захода шариков в канавку при закрытии замка. Когда шарики имеют диаметр 10...20 мм, $\Delta = 0,1-0,2$ мм. При современных точностях изготовления деталей осевой зазор в цилиндрах с шариковыми замками рассмотренных конструкций при запертых замках доходит до 0,5 мм.

Для уменьшения осевого зазора применяют конструкции цилиндров, в которых шарики при закрытом замке располагаются между конусными поверхностями колец (см. рис. 5.5, б). Осевой зазор в таких цилиндрах не превышает 0,25 мм.

ЦИЛИНДРЫ С ШАРИКОСЕКТОРНЫМИ ЗАМКАМИ

Конструкции цилиндров с шарикосекторными замками приведены на рис. 5.9. Цилиндр, конструкция которого приведена на рис. 5.9, а, воспринимает расчетную нагрузку растяжения 0,84 МН и сжатия 0,6 МН. Цилиндр, конструкция которого приведена на рис. 5.9, б, воспринимает расчетные нагрузки растяжения и сжатия 0,9 МН.



Замок открыт

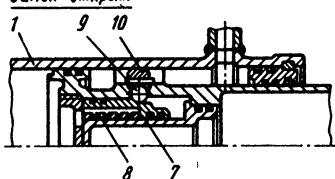
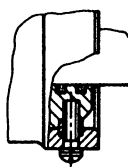


Схема фиксации



Профиль канавки цилиндра

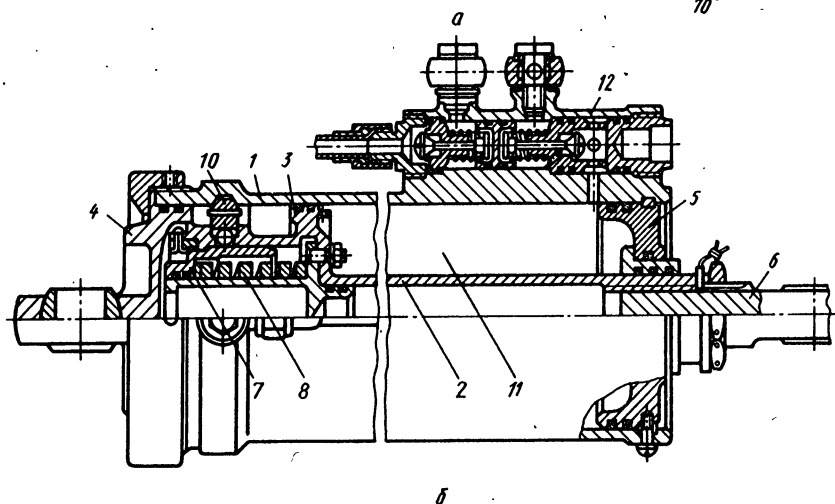
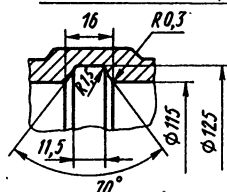


Рис. 5.9. Цилиндры с шарикосекторными замками:

а — шток заперт в выпущенном положении; *б* — шток заперт в убранном положении; 1 — гильза; 2 — шток; 3, 7 — поршни; 4 — крышка; 5 — букса; 6 — болт ушковый; 8 — пружина; 9 — шарик шарикоподшипника; 10 — сектор; 11 — полость; 12 — клапан

Шток 2 с поршнем запираются на замок в выпущенном или убранном положении с помощью секторов 10, которые под действием вертикальных составляющих сил, создаваемых пружиной 8 и поршнем 7 замка, заталкиваются шариками 9 в канавку на гильзе 1 цилиндра, когда поршень 7 доходит до упора и останавли-

вается в одном из крайних положений. При этом ось проточки для секторов 10 совпадает с осью канавки на гильзе 1. Профиль канавки на цилиндре приведен на рисунке. Для увеличения надежности геометрической неизменяемости силовой схемы шасси, в которую устанавливается цилиндр с шарикосекторным замком, замок дублируется гидравлическим замком, который запирает жидкость в полости 11 цилиндра (см. рис. 5.9, б). Для сокращения числа разъемов и уплотнений гидравлический замок встроен в цилиндр. При отказе шарикосекторного замка и действии на цилиндр расчетной растягивающей силы в полости 11 устанавливается давление 52 МПа.

Одним из достоинств шарикосекторных замков рассмотренной конструкции в сравнении с шариковыми замками является уменьшение осевого зазора запертого замка до 0,1 мм. Их можно применять, когда действуют большие силы.

При проектировании конструкций шарикосекторных замков следует использовать рекомендации, которые приведены для шариковых замков. Кроме того, необходимо учитывать, что на внутренней поверхности цилиндра при прижатии к ней стальных секторов вертикальными составляющими сил, создаваемых поршнем 7 замка и пружиной 8 (см. рис. 5.9, а), могут появиться надирь, когда шток 2 перемещается из одного крайнего положения в другое.

Для устранения возможности появления надиров часть секторов следует изготавливать из бронзы БрАЖ9-4 и увеличивать их высоту на 0,25 мм в сравнении с высотой секторов из стали 30ХГСА. Геометрические размеры секторов приведены на рис 5.10.

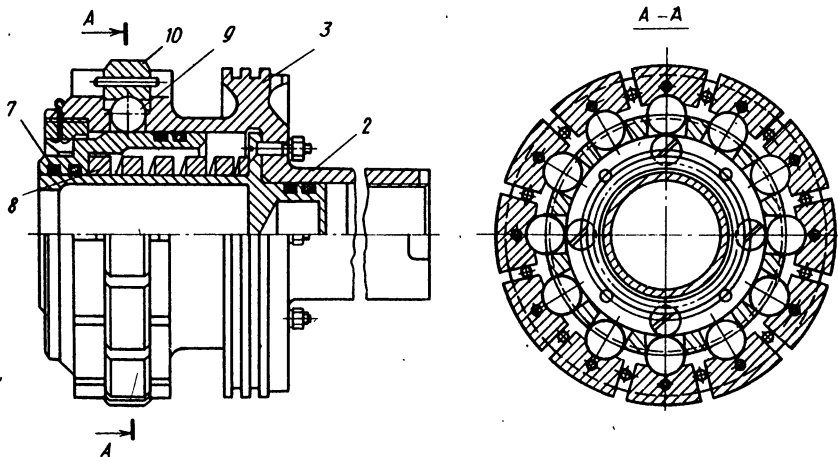


Рис. 5.11. Шток и поршень шарикосекторного замка с деталями:

2 — шток; 3, 7 — поршни; 8 — пружина; 9 — шарики шарикоподшипников; 10 — секторы. Номера позиций на рисунке соответствуют номерам позиций на рис. 5.9

Точность изготовления секторов должна быть высокой. Их изготавливают из колец, которые разрезают на двенадцать частей и дорабатывают в специальном приспособлении. Непараллельность торцов Б и В должна быть не более 0,01 мм. Секторы каждого кольца устанавливают в поршень штока комплектно, через два стальных устанавливают один бронзовый сектор. Для того чтобы было легче разобраться в конструкции шарикосекторного замка, на рис. 5.11 показан шток с поршнем и другие детали.

ЦИЛИНДРЫ С ЦАНГОВЫМИ ЗАМКАМИ

Конструкции цилиндров с цанговыми замками показаны на рис. 5.12. Достоинством цанговых замков в сравнении с замками других конструкций является меньший осевой зазор между штоком и цилиндром при запертом замке. Они имеют небольшие контактные напряжения при действии на цилиндры больших осевых сил. На рис. 5.12, а показан цилиндр, шток которого запирается в выпущенном положении. При подаче жидкости в штуцер на выпуск штока 2 цанга 3 подходит к упорному стакану 4, внутренний диаметр которого меньше диаметра лепестков цанги. Лепестки цанги сжимаются и при дальнейшем движении перемещают поршень 5 и сжимают пружину 6. Когда цанга упирается в торец стакана 4, выпуск штока 2 приостанавливается, а лепестки цанги под действием упругих сил разжимаются. Сила, создаваемая пружиной 6, перемещает поршень 5, и его конусная поверхность заходит во внутреннюю конусную поверхность цанги, обеспечивая прилегание ее лепестков к конусной поверхности упорного стакана 4, и цанга закрывает замок.

На рис. 5.12, б показан цилиндр, шток которого запирается в убранном положении.

Цанговые замки имеют большую длину в сравнении с длинами других конструкций, поэтому их использование связано с увеличением длины гидравлических цилиндров.

Число нагружений, выдерживаемых цанговыми замками, зависит от взаимного расположения сил, прикладываемых к лепесткам цанги при закрытом замке. Если силы действуют на концы лепестков и взаимно уравновешиваются, не создавая изгибающих моментов, замки выдерживают значительно большее число нагружений.

Одним из недостатков цанговых замков является увеличение силы, прикладываемой к штоку, и давления жидкости при закрытии замка, так как кроме пружины 6 необходимо сжать и лепестки цанги. Указанный недостаток следует учитывать, когда в аварийных случаях шасси выпускается под действием аэродинамических сил и силы тяжести. Для уменьшения объема жидкости, заполняющей цилиндр при выпуске штока 2 (см. рис. 5.12, б), в нем установлен дополнительный шток 8.

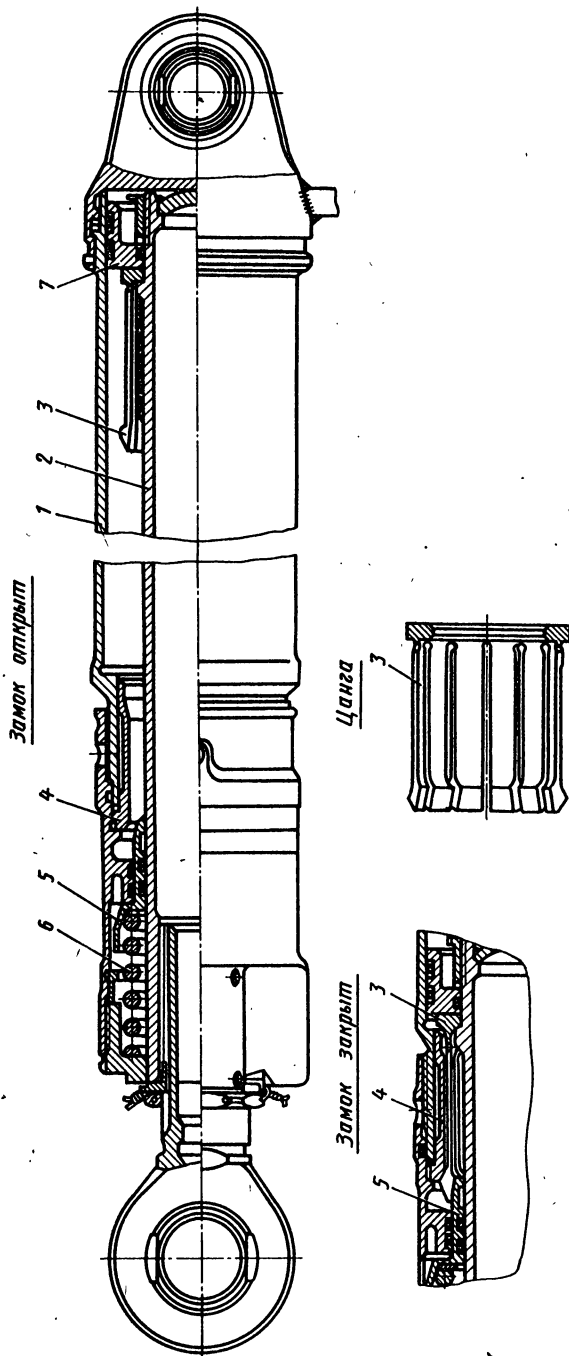


Рис. 5.12. Начало

Замок закрыт

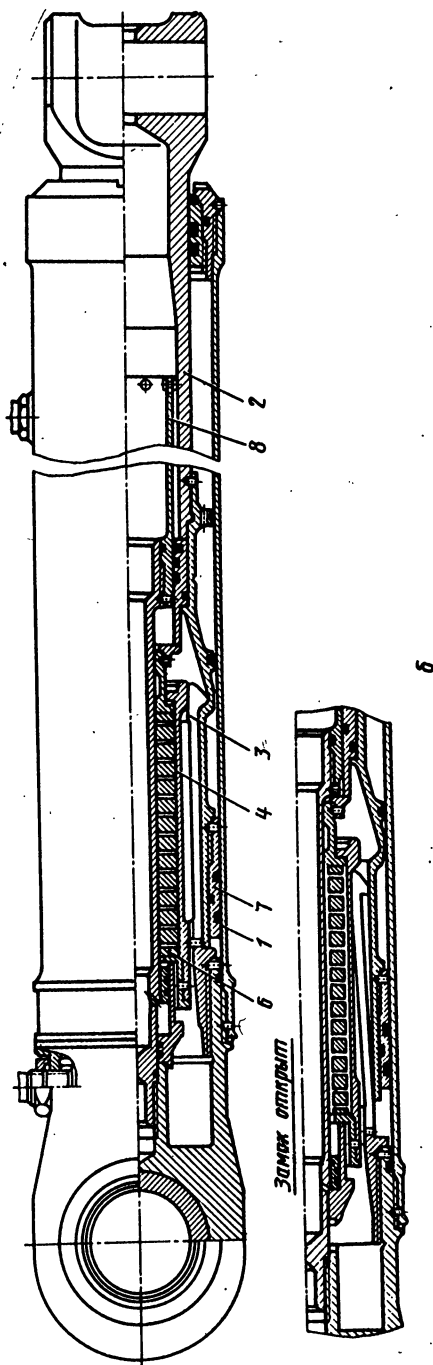


Рис. 5.12. Цилиндры с цанговыми замками:
 а — замок запирается в конце выгуса штока; б — замок запирается в конце уборки штока; 1 — гильза; 2, 8 — штоки; 3 — цанга; 4 —
 стакан упорный; 5, 7 — пружины; 6 — поршн; 6 — пружина

ЦИЛИНДРЫ С КОЛЬЦЕВЫМИ ЗАМКАМИ

Цилиндры с кольцевыми замками благодаря большим контактным поверхностям колец позволяют передавать значительные силы. Перемещение штока относительно цилиндра при запертых кольцевых замках зависит от размера цилиндров. Для цилиндра (рис. 5.13), внутренний диаметр которого равен 65 мм, он колеблется в пределах от 0,2 до 0,4 мм.

Для открытия замка, запирающего шток цилиндра в убранном положении, жидкость подается в правую полость цилиндра. Поршень 6 передвигается влево и преодолевает силу пружины 5.

После выхода поршня 6 из-под разрезного кольца 3 оно благодаря наличию наклонной плоскости в гильзе 1 и силы, развиваемой поршнем 9, сжимается и шток 2 перемещается в выпущенное положение.

Когда бурт на штоке 2 доходит до торца буксы 10, кольцо 4 совпадает с канавкой на гильзе 1 и разжимается, а поршень 7 под действием пружины 5 запирает шток в выпущенном положении.

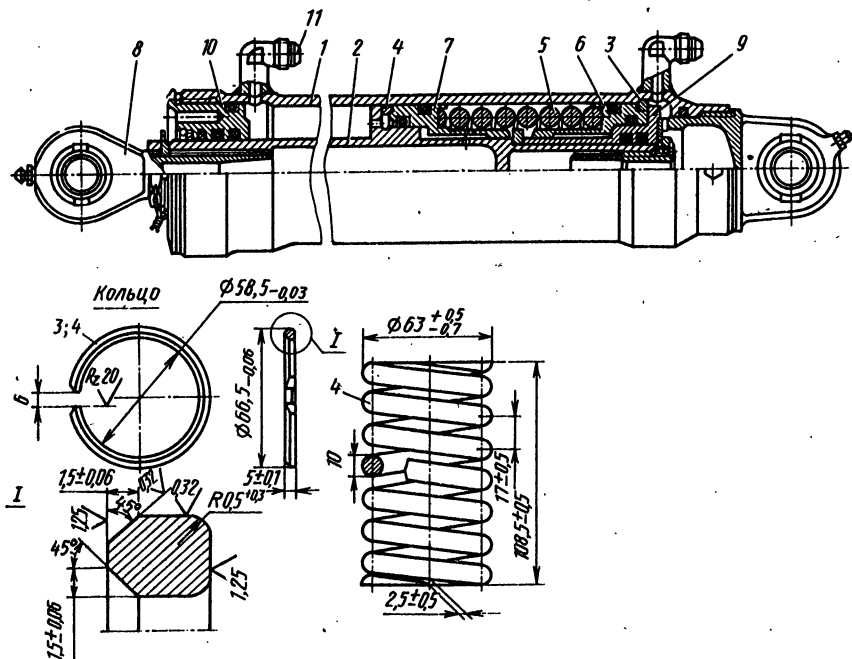


Рис. 5.13. Цилиндр с кольцевыми замками, запирающими шток в убранном и выпущенном положениях:

1 — гильза; 2 — шток; 3,4 — кольца разрезные замка; 5 — пружина; 6,7 — поршни; 8 — болт ушковый; 9 — поршень штока; 10 — букса; 11 — штуцер

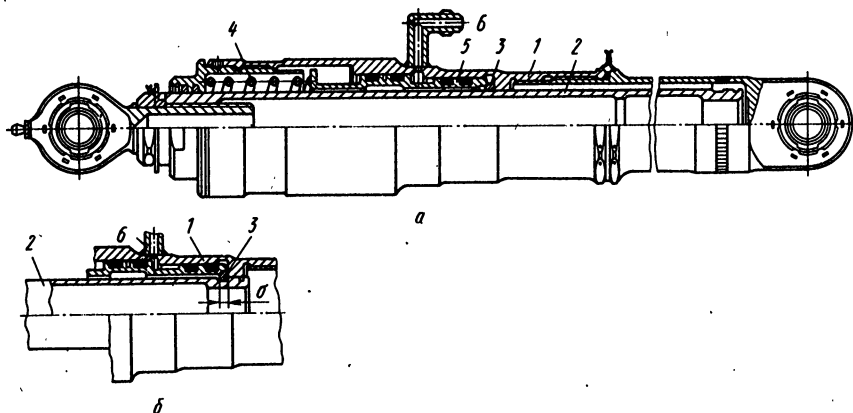


Рис. 5.14. Цилиндр с кольцевым замком, запирающим шток в выпущенном положении:

а — шток убран в цилиндр; **б** — шток выпущен и заперт; 1 — гильза; 2 — шток; 3 — кольцо замка; 4 — пружина; 5 — поршень; 6 — штуцер; δ — ход поршня 5 для открытия замка

Для открытия замка, удерживающего шток в выпущенном положении, и перемещения штока в убранный положение жидкость подается в штуцер 11. Кольцо замка и пружину изготавливают из стали 50ХФА. Их термообработывают до 58 HRC.

На рис. 5.14 приведена конструкция цилиндра с кольцевым замком, запирающим шток 2 в выпущенном положении. Перемещение штока 2 в гильзе 1 из одного крайнего положения в другое осуществляется внешними силами.

Цилиндр установлен в главной опоре шасси (см. рис. 3.20, а). Он является нулевым стержнем с замком и обеспечивает геометрическую неизменяемость силовой схемы шасси. Достоинством конструкции цилиндра является практическое отсутствие силы трения при движении штока, что крайне важно в аварийных случаях выпуска шасси, когда закрытие кольцевого замка осуществляется под действием силы тяжести и аэродинамических сил.

Для открытия замка жидкость подводится к штуцеру 6 (см. рис. 5.14).

Глава 6. Складывающиеся подкосы

6.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА И КОНСТРУКЦИИ

Складывающиеся подкосы являются силовыми элементами, воспринимающими сжимающие и растягивающие силы. Они обеспечивают геометрическую неизменяемость силовой схемы, когда шасси выпущено, а в процессе уборки являются кинематическими звеньями четырехзвенного шарнирного механизма.

Схема шасси со складывающимся подкосом показана на рис. 6.1. Кинематический замок образован путем смещения среднего шарнира подкоса от линии, соединяющей его крайние шарниры.

При действии на подкос сжимающих сил $P_{сж}$ моменты, создаваемые ими относительно среднего шарнира, уравниваются моментами, создаваемыми силами, образующимися на упорах 1, предусмотренных для этого в средней части подкоса:

$$P_{сж} a = Fb, \quad (6.1)$$

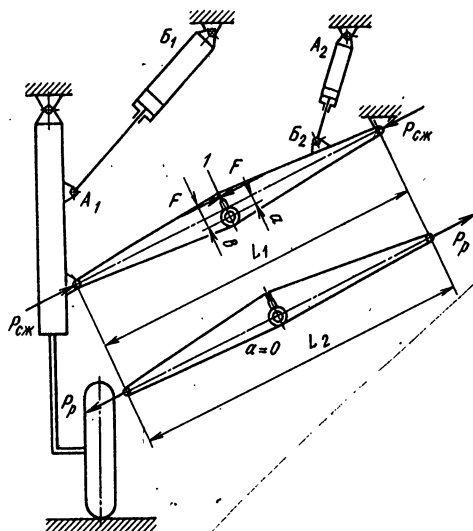
где $P_{сж}$ – сила сжатия, действующая на подкос; F – силы, возникающие на упорах подкоса; a – смещение среднего шарнира подкоса относительно линии, соединяющей крайние шарниры; b – плечо силы F относительно среднего шарнира.

При действии на подкос сил растяжения силовая схема не преобразуется в механизм, несмотря на уменьшение смещения среднего шарнира. Казалось бы, что кинематический замок обеспечивает геометрическую неизменяемость силовой схемы шасси. Однако геометрическая неизменяемость силовой схемы с таким подкосом имеет место лишь при статических нагрузках шасси. В реальных же условиях, когда на шасси действуют динамические силы, изменяющие за короткий промежуток времени свое значение и направление, в деталях и узлах шасси, наряду с напряжениями и деформациями, возникают колебания. При амплитуде колебания среднего шарнира подкоса, превышающей смещение a , и действии на него силы сжатия подкос складывается и шасси превращается в механизм.

Вследствие этого для создания геометрической неизменяемости силовых схем со складывающимися подкосами в них устанавливают замки, которые при действии на подкос сил растяжений не дают расходиться упорам.

Рис. 6.1. Схема шасси со складывающимся подкосом:

1 — упор; L_1 — длина подкоса при действии сил сжатия; L_2 — длина подкоса при действии сил растяжения



Складывающиеся подкосы с замками можно разделить на две группы. К первой группе относятся складывающиеся подкосы с кинематическими замками, которые создаются качалками и тягами (рис. 6.2, а). Детальми такого замка являются: тяга 1, качалка 2 и гидравлический цилиндр 3 с встроенной в него пружины.

Пружина цилиндра 3 прижимает шарнир O_2 качалки 2 к упору на правой половине подкоса и удерживает замок в закрытом положении. При действии на подкос силы растяжения тяга 1 не дает расходиться упорам. Замок открывается при подаче жидкости в цилиндр 3. Поршень цилиндра создает силу, преодолевающую силу пружины, и шток, выходя из цилиндра, поворачивает качалку 2 и тягу 1 против часовой стрелки, переводя их через „мертвое” положение, когда шарниры O_1 , O_2 и O_3 в одном из промежуточных положений располагаются на прямой линии. Следует иметь в виду, что движение тяги 1 и качалки 2 при этом осуществляется благодаря деформациям деталей замка и половин подкоса, а также наличию зазоров в шарнирных соединениях, без которых шарнир O_2 не имел бы возможности перемещаться как по окружности радиуса R , так и по окружности радиуса r .

В процессе складывания подкоса образуется четырехзвенный шарнирный механизм, состоящий из половин подкоса, тяги 1 и плеча качалки 2.

Ко второй группе относятся складывающиеся подкосы, замки которых образуются крюками, защелками и т. д. (рис. 6.2, б).

При спрямлении подкоса и закрытии замка крюк 5, вращающийся на шарнире одной из половин подкоса, захватывает шарнир другой половины и не дает расходиться упорам 4. Растягивающая сила, действующая на подкос, и сила, воспринимаемая крюком, создают относительно среднего шарнира моменты, уравновешивающие друг друга.

Следует отметить, что геометрическая неизменяемость складывающихся подкосов с замками обеспечивается и при отсутствии

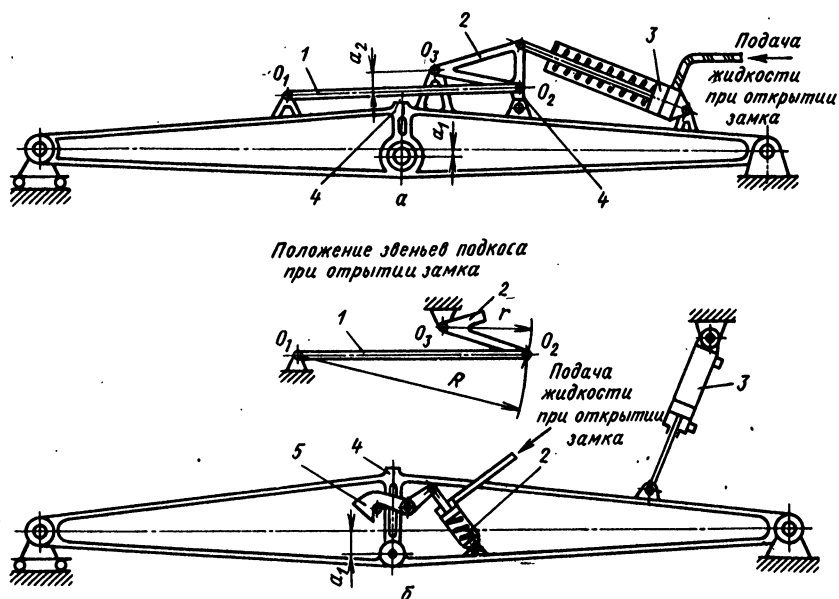


Рис. 6.2. Схемы складывающихся подкосов с замками:

а — подкос первой группы, б — подкос второй группы; 1 — тяга; 2 — качалка; 3 — цилиндр гидравлический; 4 — упор; 5 — крюк; O_1, O_2, O_3 — шарниры; a_1 — смещение среднего шарнира подкоса относительно линии, соединяющей крайние шарниры подкоса; a_2 — смещение тяги $O_1 O_2$ относительно шарнира O_3

смещения среднего шарнира, однако смещение обеспечивает более надежную работу подкосов при действии на них силы сжатия, а кроме того, смещение упрощает конструкции подкосов. Уменьшаются вырезы в полках подкосов и консоли щек у среднего шарнира. Особенно большое значение это имеет для подкосов, которые при уборке шасси складываются на большие углы. Конструкции складывающихся подкосов, соответствующие схемам, приведенным на рис. 6.2, показаны на рис. 6.3 и рис. 6.4.

В конструкции подкоса, приведенной на рис. 6.4, половины 1 и 2 подкоса вращаются относительно среднего шарнира O , смещенного относительно оси подкоса на 35 мм.

При спрямлении подкоса шарнир 6 входит в зев крюка 3 и, дойдя до его плоскости А, поворачивает крюк, преодолевая при этом силу пружины 9. Дойдя до правой половины подкоса, шарнир 6 останавливается и захватывается зевом крюка. Крюк занимает при этом положение, при котором защелка 4 под действием пружины 10 поворачивается по часовой стрелке и после упора в ограничитель 7 на крюке фиксирует закрытие замка.

Следует отметить, что к складывающимся подкосам, аналогичным подкосам, конструкция которых приведена на рис. 6.4,

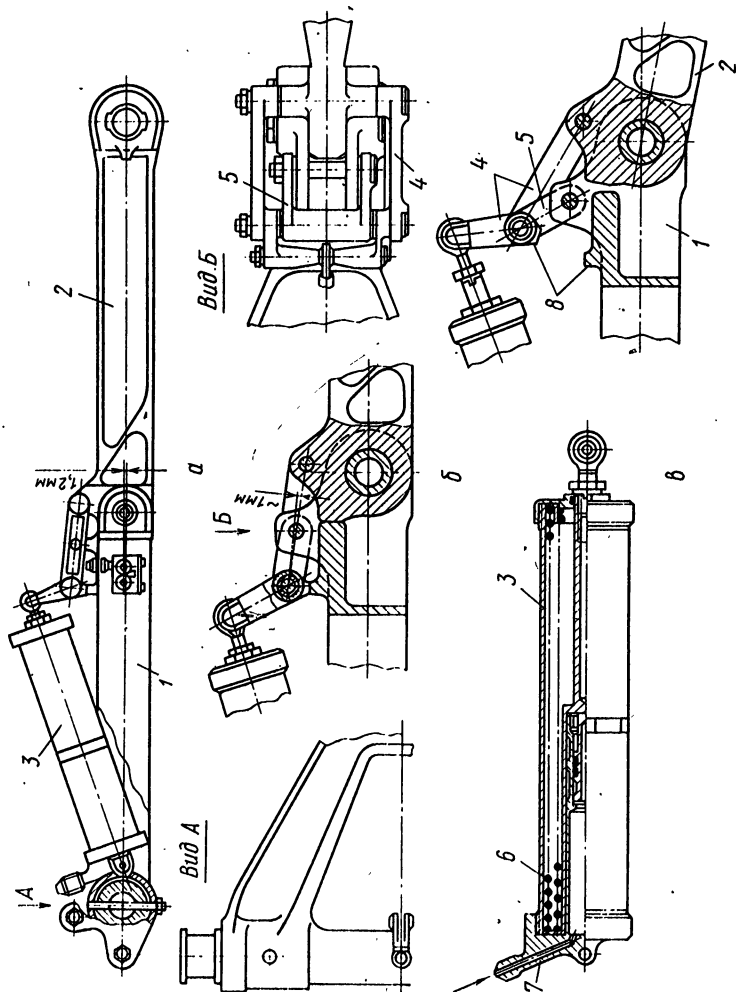


Рис. 6.3. Складывающийся подкос с кинематическим замком:

а — подкос выпрямлен и кинематический замок закрыт; б — кинематический замок в закрытом положении; в — подача жидкости в штуцер и начало складывания подкоса; 1 — половина подкоса левая; 2 — половина подкоса правая; 3 — цилиндр для складывания и распрямления подкоса; 4 — качалка; 5 — звено; 6 — пружина; 7 — штуцер для подачи жидкости для складывания подкоса; 8 — упор

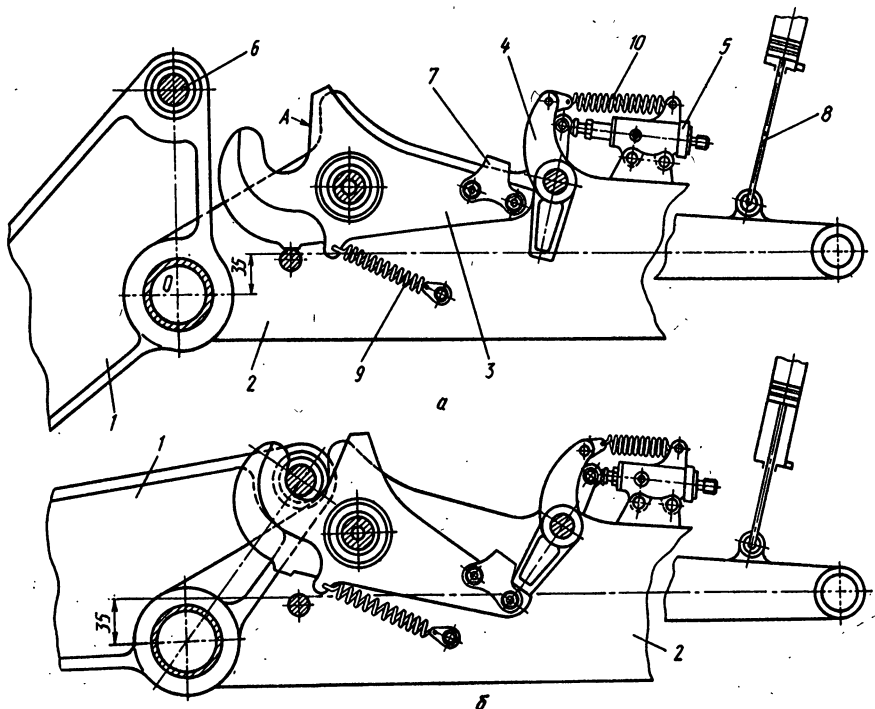


Рис. 6.4. Складывающийся подкос с механическим замком:

а — замок открыт, половины подкоса образуют двухповодковую группу; **б** — замок закрыт, на подкос могут действовать силы сжатия или растяжения; 1, 2 — половины подкоса левая и правая; 3 — крюк замка; 4 — защелка; 5 — цилиндр открытия замка; 6 — шарнир; 7 — ограничитель; 8 — цилиндр складывания подкоса; 9, 10 — пружины; А — плоскость

необходимо присоединять гидравлические цилиндры 8 для складывания их в нужном направлении после открытия замка, если это не обеспечивается цилиндрами, убирающими шасси.

Складывающиеся подкосы без замков состоят из двух звеньев, соединяемых шарниром. Одно звено подкоса обычно присоединяется к шарниру на опоре, а другое — к шарнирному узлу или шарнирным узлам, закрепляемым на каркасе планера.

Форма складывающихся подкосов без замков (рис. 6.5) зависит главным образом от кинематической схемы уборки шасси и мест крепления подкосов к узлам планера. Из-за больших сосредоточенных сил, действующих на подкосы, узлы, к которым присоединяются подкосы, устанавливаются на силовых элементах каркаса: лонжеронах, силовых нервюрах и шпангоутах, балках и т. д.

Части подкосов, присоединяемые к узлам каркаса, обычно делаются в виде треугольников, что позволяет рассосредоточить и

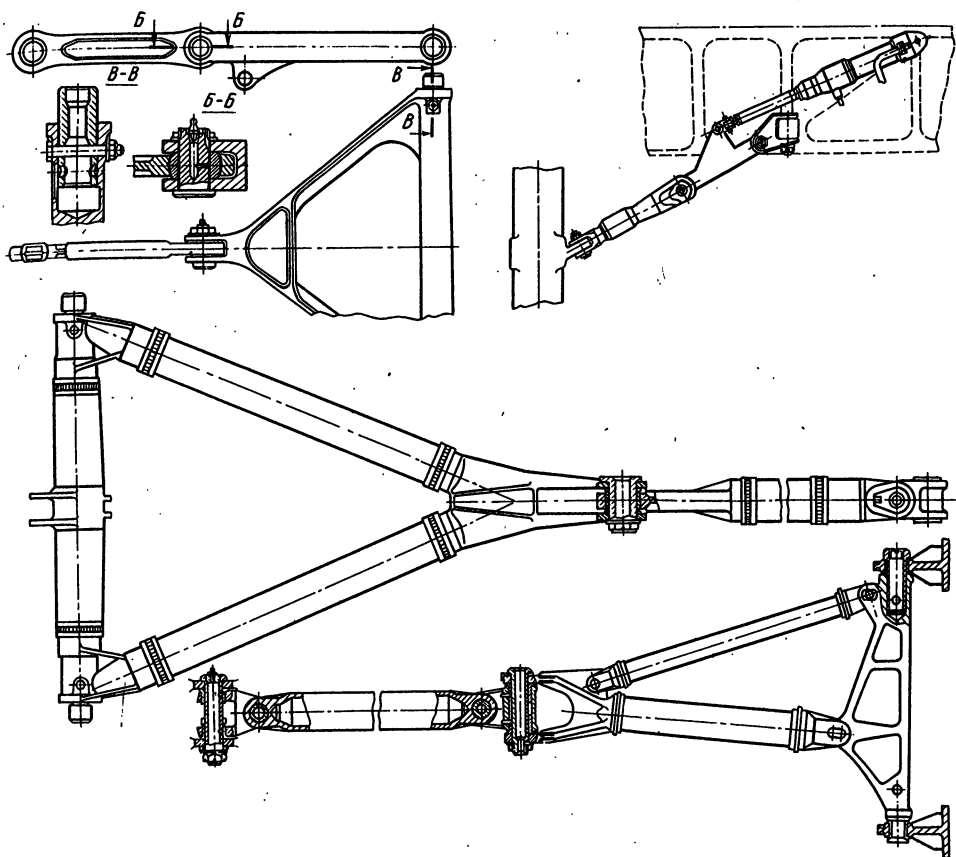


Рис. 6.5. Конструкции складывающихся подкосов без замков

уменьшить силы, приходящиеся на узлы. Кроме того, при присоединении к треугольной части подкосов гидравлических цилиндров или складывающихся подкосов с замками образуются пространственные фермы, которые уменьшают длину звеньев, работающих на продольный изгиб.

6.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ НЕИЗМЕНЯЕМОСТЬ СИЛОВЫХ СХЕМ ШАССИ С ПОДКОСАМИ БЕЗ ЗАМКОВ

Геометрическая неизменяемость силовых схем шасси с подкосами без замков обеспечивается путем присоединения к подкосам: складывающихся подкосов с замками, схемы которых аналогичны схемам подкосов, приведенным на рис 6.2; гидравлических цилиндров с механическими замками; гидравлических цилиндров с встроенными в них пружинами; складывающихся подкосов с пружинами и т. д.

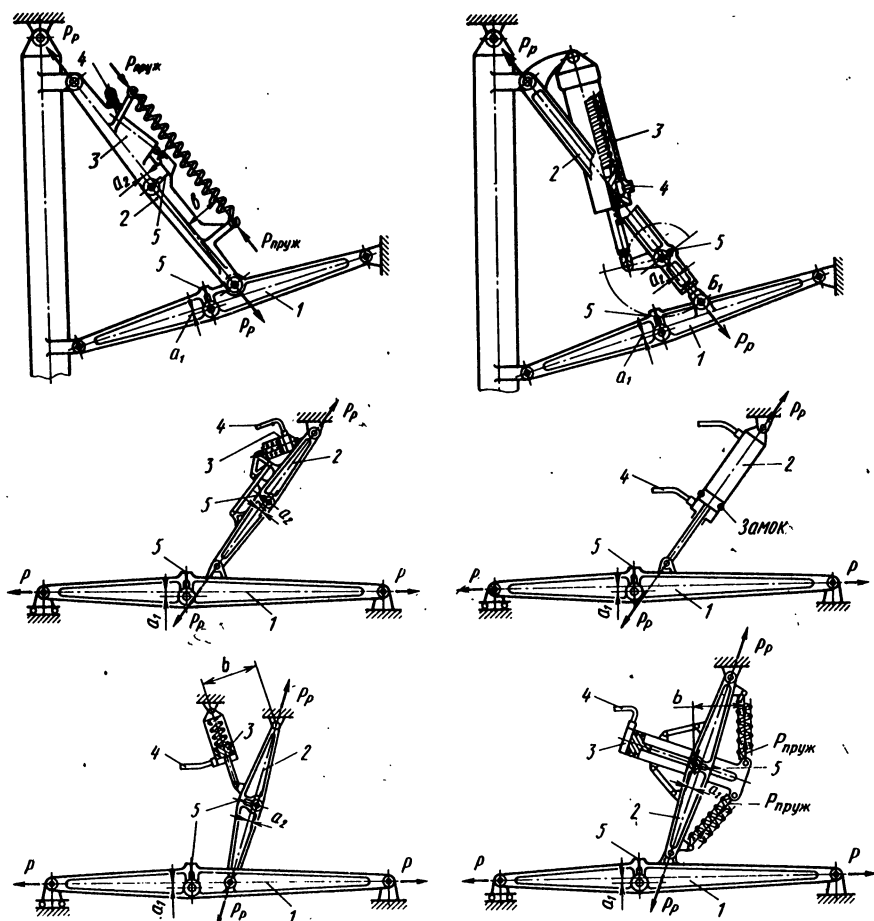


Рис. 6.6. Схемы, обеспечивающие геометрическую неизменяемость шасси с силовыми подкосами без замков:

1 — подкос силовой без замка; 2 — нулевой подкос; 3 — цилиндр складывания подкосов; 4 — штуцер для подачи жидкости для складывания подкосов; 5 — упор; a_1, a_2 — эксцентриситеты средних шарниров; P_p — силы, действующие на нулевые подкосы; P — силы, действующие на силовые подкосы

Согласно терминологии, принятой в строительной механике, подкосы 1 в схемах, приведенных на рис. 6.6, называют силовыми, а подкосы 2 — нулевыми. Однако в действительности при приложении к шасси нагрузок в элементах и узлах силовой схемы появляются деформации, которые приводят к изменениям геометрии силовой схемы и нагружению нулевых подкосов.

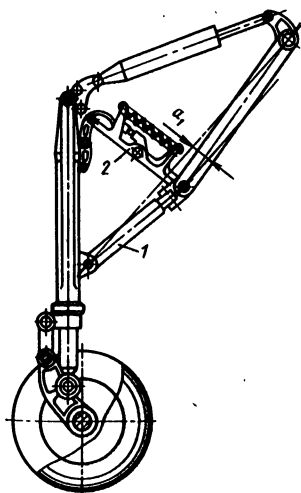
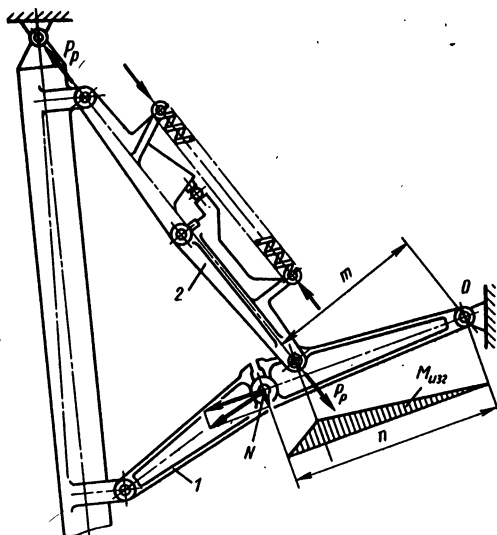
Рис. 6.7. Силовая схема, построенная с учетом деформаций:

1 — подкос силовой; 2 — подкос нулевой

Силы и моменты, действующие в нулевых и силовых подкосах, при приложении к шасси расчетных нагрузок определяются геометрией силовой схемы, построенной с учетом деформаций ее силовых элементов и узлов планера. Построение такой схемы представляет собой весьма сложную задачу, особенно если ее элементы располагаются под углами к плоскостям

ХОУ, YOZ и XOZ самолета. Строить схему следует с большой точностью. Практика показывает, что даже небольшие неточности, которые допускаются при построении, приводят к поломкам конструкции при статических испытаниях.

Для уменьшения влияния деформаций на силы, возникающие в нулевых подкосах, их следует устанавливать в силовые схемы так, чтобы они составляли с силовыми подкосами возможно большие углы (70° и более).



На рис. 6.7 показан пример, когда при деформациях силовой схемы и узлов нагружается нулевой подкос 2, а часть силового подкоса нагружается изгибающим моментом $M_{изг.}$

Сила P_p , действующая в этом случае на нулевой подкос, определяется из уравнения моментов, составленного относительно оси шарнира O:

$$Nn = P_p m, \quad (6.2)$$

где N — составляющая силы, изгибающей правую половину подкоса 1;

Рис. 6.8. Схема шасси, в которой половины подкоса образуют между собой угол:

1, 2 — подкосы

P_p – сила, действующая на нулевой подкос 2; n и m – плечи сил N и P_p относительно шарнира O .

В некоторых схемах (рис. 6.8) для надежности геометрической неизменяемости смещение a_1 в подкосах 1 выбирают так, чтобы при действии на них сил сжатия подкосы 2 работали на растяжение. С этой целью в таких схемах упоров между правыми и левыми половинами подкосов 1 не делают, а располагают их под небольшими углами. При действии на подкосы 1 силы сжатия подкосы 2 работают на растяжение, что и обеспечивает надежность геометрической неизменяемости таких силовых схем.

Для складывания нулевых подкосов в нужном направлении при уборке шасси к ним присоединяют гидравлические цилиндры (см. рис. 6.6). Жидкость обычно подводят к одной полости этих цилиндров, что уменьшает число шлангов, сокращает длину трубопровода и упрощает монтаж гидравлической системы в отсеке шасси. В большинстве конструкций нулевых подкосов геометрическая неизменяемость обеспечивается пружинами. Силы пружин относительно средних шарниров нулевых подкосов создают моменты, превышающие моменты, создаваемые силами растяжения P_p . Силы, создаваемые пружинами $P_{пуж}$, определяют из уравнения

$$P_p a_1 < P_{пуж} b, \quad (6.3)$$

где P_p – сила растяжения, действующая на подкос; a_1 – смещение среднего шарнира; b – плечо силы P_p относительно среднего шарнира.

Пружины непосредственно присоединяют к нулевым подкосам или встраивают внутрь гидравлических цилиндров. Пружины, устанавливаемые внутрь цилиндров, работают на сжатие и защищены от возможных механических повреждений, а также от пыли, влаги и т. п. Вследствие этого надежность их выше, чем у пружин, работающих на растяжение, присоединяемых к подкосам. Кроме того, концы пружин, работающих на растяжение, в процессе изготовления подвергаются значительным деформациям, в результате чего в них образуются концентраторы напряжений, которые при эксплуатации приводят к поломкам пружин. Для повышения надежности пружин, работающих на растяжение, их концы следует навивать вплотную друг к другу и навинчивать на них специальные стаканы (рис. 6.9).

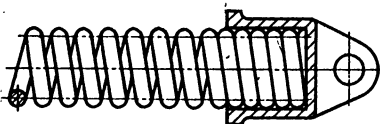


Рис. 6.9. Конец пружины, работающей на растяжение

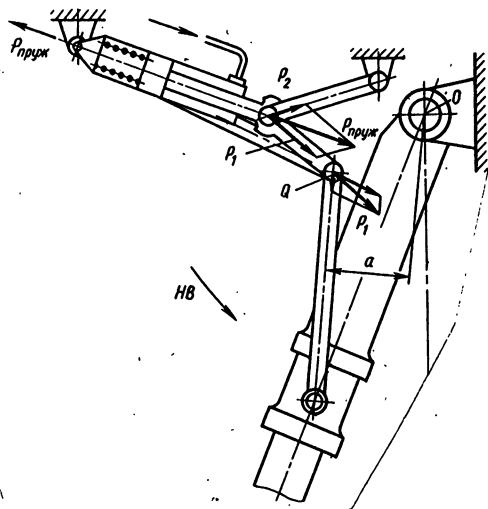
Рис. 6.10. Схема образования моментов пружинами подкосов для выпуска шасси

Следует иметь в виду, что силы пружин подкосов образуют относительно осей вращения опор шасси моменты Qa (рис. 6.10), которые помогают выпуску шасси и закрытию замков, обеспечивающих геометрическую неизменяемость силовых схем.

Сила $P_{\text{пруж}}$ раскладывается на составляющие P_1, P_2 , действующие вдоль подкосов.

В нештатных ситуациях, когда выпуск шасси осуществляется аэродинамическими и массовыми силами, моменты, создаваемые пружинами, оказывают существенную помощь.

Для уменьшения силы трения, создаваемой в цилиндрах герметизирующими манжетами, и гидравлического сопротивления, обусловленного вытеканием из цилиндров жидкости, которые препятствуют выпуску шасси, гидравлические цилиндры делают с небольшими ходами, позволяющими складывать подкосы только на начальном участке уборки шасси (см. рис. 6.3). Дальнейшее складывание подкосов и преодоление сил пружин осуществляются механизмами уборки или выпуска шасси, от которых для этого отбирается необходимая мощность.



Глава 7. Створки шасси

7.1. НАЗНАЧЕНИЕ СТОРОК И РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ ВЫБОРА ИХ ПАРАМЕТРОВ И КОНСТРУКЦИЙ

Для уменьшения лобового сопротивления самолета отсеки, в которых размещаются шасси в убранном положении, закрываются створками. Обычно створки для пропуска шасси открываются наружу. Створки, помимо закрытия отсеков, используются и для размещения на их внутренних поверхностях различного рода оборудования.

Форма, размеры створок и их число определяются конструктивно-силовой и кинематическими схемами шасси, ходом амортизаторов, обжатием пневматиков и местами расположения отсеков, в которые убираются опоры шасси.

При выборе параметров и конструкции створок следует пользоваться следующими рекомендациями:

1. Отсеки, в которые убираются опоры шасси, должны быть полностью закрыты створками.

2. Когда шасси находятся в выпущенном положении, створки должны закрывать возможно большую поверхность отсека. Это улучшает взлетно-посадочные характеристики самолета и предохраняет отсеки от попадания в них пыли, снега, воды и т.д.

3. Оси вращения створок следует располагать параллельно направлению воздушного потока, обтекающего самолет, что уменьшает создаваемое ими лобовое сопротивление в процессе уборки и выпуска шасси и в случае, если они остаются открытыми после выпуска шасси.

4. Число створок, закрывающих один отсек, следует делать наименьшим. Увеличение числа створок приводит к увеличению их суммарной массы, числа стыков и затрудняет подгонку их к поверхности планера.

5. Створки следует делать коробчатой конструкции с внешней и внутренней обшивками и диафрагмами, образующими замкнутые контуры, хорошо воспринимающими все виды нагрузок и увеличивающими жесткость створок.

6. Устанавливать по контуру створок замки, обеспечивающие их плотное прилегание к поверхности планера. Неплотное прилегание створок и образующиеся при этом зазоры приводят к увеличению лобового сопротивления, а в некоторых случаях – и к появлению тряски самолета.

7. На створках, закрывающих отсек, когда шасси выпущено, устанавливать специальные замки, позволяющие открывать створки вручную, без подключения энергетических систем к их приводам.

8. Системы управлений створками делать жесткими. Деформации и зазоры в системе управления приводят к незакрытию замков створок и увеличению лобового сопротивления.

9. Зазоры между открытыми створками, шасси и колесами в процессе их уборки и выпуска устанавливать не менее 20 мм и определять их с учетом деформаций при действии на створки воздушных нагрузок. Зазоры между створками, подвижными частями амортизационной системы и пневматиками устанавливать не менее 20 мм. Диаметр пневматика при этом определять, когда пневматик находится в разном состоянии.

10. Синхронизировать открытие и закрытие створок больших размеров, устанавливаемых на основных опорах, так как несинхронность их движений приводит к нарушению симметрии обтекания самолета и усложняет его пилотирование. Синхронизация в таких случаях осуществляется синхронизацией движений соответствующих приводов.

11. Синхронизировать управление двух и более приводов, если они управляют одной большой створкой, так как несогласованность движений приводов создает условия для появления дополнительных деформаций в силовых элементах створки и увеличения действующих в них напряжений.

7.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ОТКРЫТИЕМ И ЗАКРЫТИЕМ СТВОРОК

Кинематические схемы управления створками могут быть разделены на три группы:

1. К первой группе относятся кинематические схемы, в которых их звенья не связаны с шасси (рис. 7.1). Когда шасси выпущено, створки остаются открытыми.

При уборке шасси, когда колесо подходит к убранному положению, оно упирается в ферму 2 и при дальнейшем движении закрывает створку. При выпуске шасси колесо отходит от фермы, упирается в створку и открывает ее. Пружина, установленная между фермой 2 и тягой 4, полностью открывает створку и фиксирует ее в открытом положении.

2. Ко второй группе относятся кинематические схемы, в которых открытием и закрытием створок управляет механическая передача, состоящая из качалок, тяг и механизмов, присоединяемых к кинематической схеме шасси. В таких схемах мощность, необходимая для открытия и закрытия створок, отбирается от привода шасси.

Наиболее простыми кинематическими схемами этой группы являются схемы, в которых двухповодковые группы, состоящие из

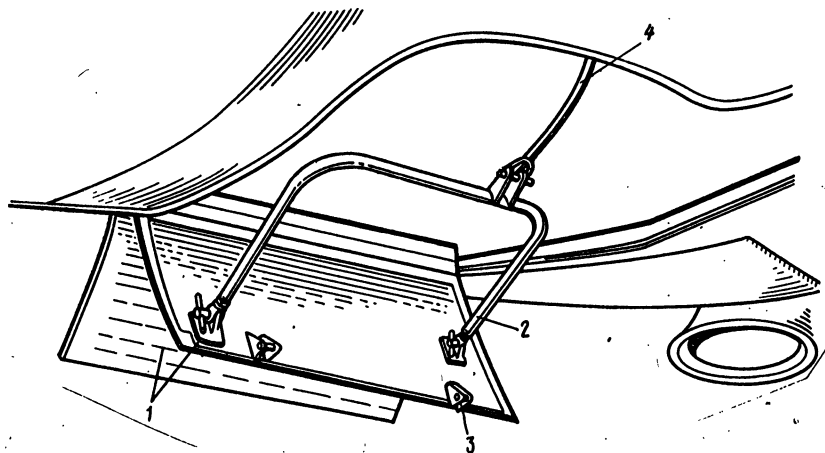


Рис. 7.1. Кинематическая схема управления створками основной опоры, относящаяся к первой группе:

1 — створка; 2 — ферма; 3 — замок противоотсасывающий; 4 — тяга

створки и тяги, присоединяются к какому-либо кинематическому звену шасси (рис. 7.2).

Боковая створка 1 основной опоры тягой 2 присоединяется к цилиндру амортизатора. В процессе уборки шасси тяга 2 приводит в движение створку и закрывает значительную часть отсека.

Кинематическая схема управления задней створкой 1 отсека передней опоры шасси (рис. 7.3) состоит из тяг 4 и 6 и двуплечей качалки 5. В процессе уборки шасси тяга 6, присоединенная к цилиндру амортизатора, приводя в движение качалку 5 и тягу 4, закрывает створку 1.

Более сложной кинематической схемой этой группы является схема, показанная на рис. 7.4. Кинематическая схема состоит из двух механизмов, в каждый из которых входят рычаг 2, установленный на траверсе цилиндра 3 амортизатора, тяги 4 и 6 и двуплечая качалка 5.

Две створки 1 расположены симметрично относительно продольной оси гондолы двигателя и закрывают большую часть отсека, когда основная опора шасси находится в выпущенном или убранном положениях. Створки открываются при перемещениях шасси из одного крайнего положения в другое.

Управляющее движение механизм получает от вращения рычага 2, которое при уборке и выпуске шасси преобразуется в возвратно-поступательное движение тяги 4. При уборке шасси, когда рычаг 2 движется по дуге от точки а к точке б, тяга 4 поворачивает качалку 5 против часовой стрелки. Происходит постепенное открытие створок, согласованное с уборкой шасси. Когда

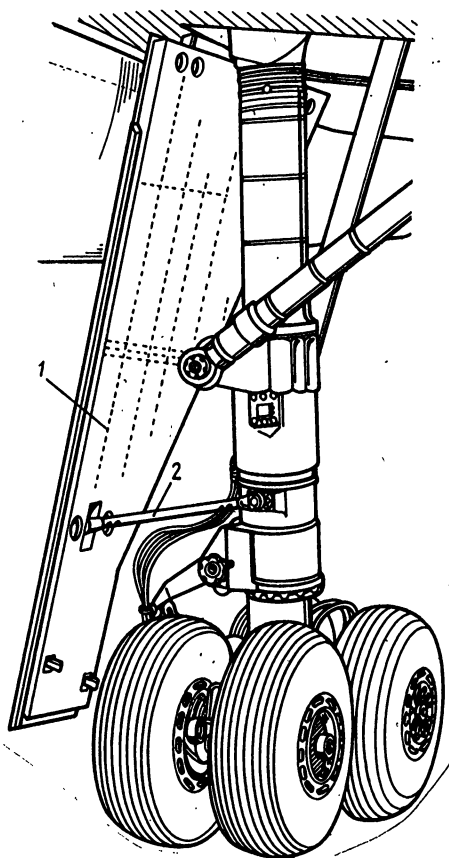
Рис. 7.2. Кинематическая схема управления створками основной опоры, относящаяся ко второй группе:

1 — створка; 2 — тяга

рычаг 2 находится в точке b , створки полностью открыты на заданный угол. При дальнейшей уборке, когда рычаг 2 движется от точки b к точке c , тяга 4 перемещается в обратном направлении, качалка 5 поворачивается по часовой стрелке и створки закрываются. При выпуске шасси механизм работает в таком же порядке.

Зависимость между углами поворота опоры шасси $\varphi_{ш}$ и открытия створок φ_c для рассмотренной кинематической схемы приведена на рис. 7.5, а. Пропуск шасси при его движении из одного крайнего положения в другое обеспечивается при $\varphi_{c1} \dots \varphi_{c2}$. Однако для ряда кинематических схем необходимо иметь зависимость $\varphi_c = f(\varphi_{ш})$, соответствующую рис. 7.5, б, при которой полное открытие створок обеспечивается при значи-

тельно большем интервале углов $\varphi_{ш1} \dots \varphi_{ш2}$. Кинематическая схема управления створками и конструктивная схема кулисы, обеспечивающих такую зависимость, приведены на рис. 7.6.



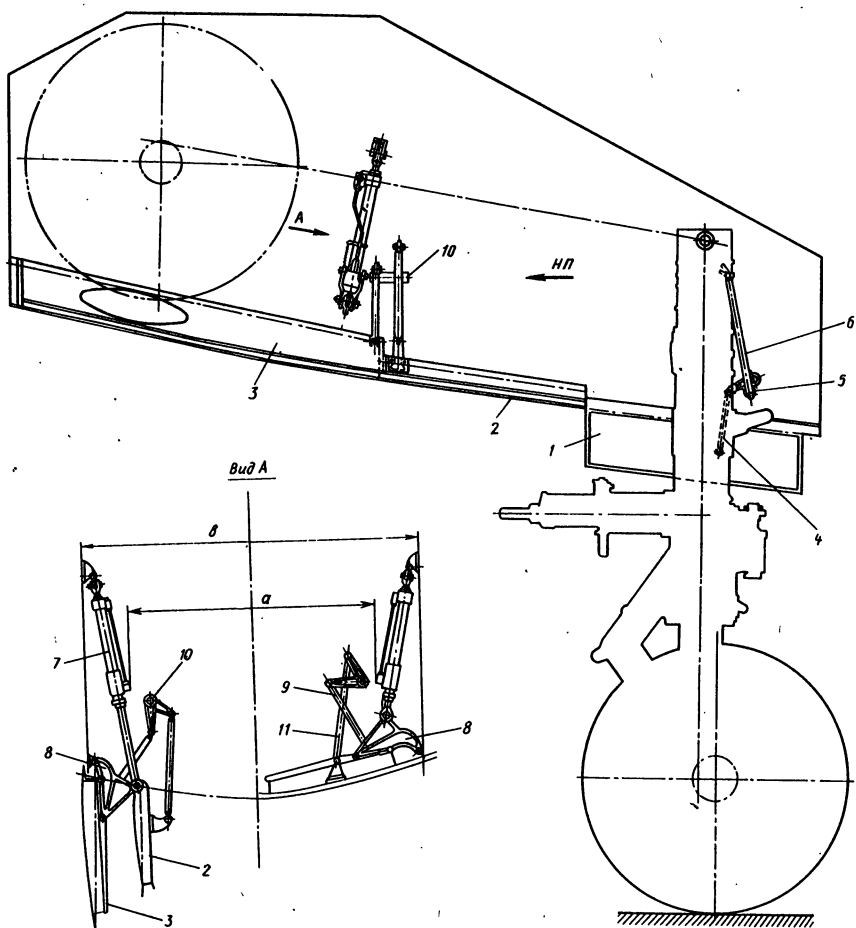


Рис. 7.3. Кинематическая схема управления створками передней опоры, включающая элементы схем второй и третьей групп:

1, 2 и 3 — створки; 4, 6, 9 и 11 — тяги; 5, 10 — качалки; 7 — цилиндр; 8 — кронштейн

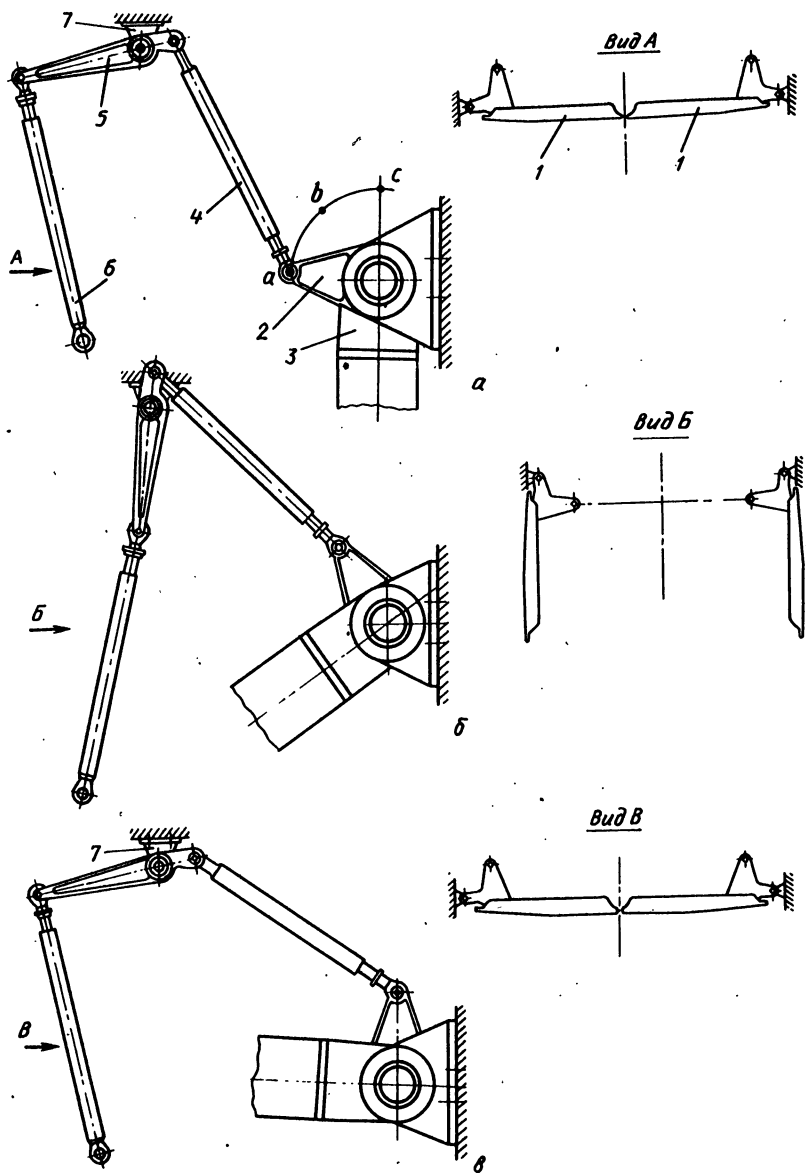


Рис. 7.4. Усложненная кинематическая схема управления створками основной опоры:
 а — при выпущенном шасси; б — в процессе убورки шасси; в — при убранном шасси;
 1 — створка; 2 — рычаг; 3 — цилиндр амортизатора; 4, 6 — тяги; 5 — качалка; 7 — кронштейн

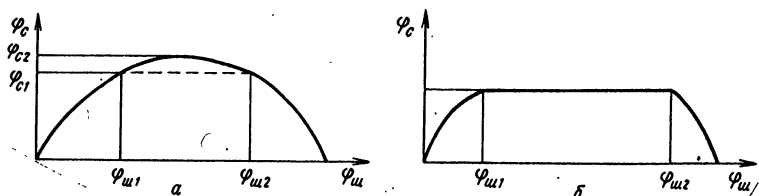


Рис. 7.5. Зависимости $\varphi_c = f(\varphi_{ш})$:

а — соответствующая схеме, приведенной на рис. 7.4; б — соответствующая схеме, приведенной на рис. 7.6.

Управляющее движение кулисы 2 получает от поворота рычага 1, закрепленного на траверсе опоры шасси.

При полностью выпущенном шасси ролик рычага 1 находится в зеве кулисы 2, удерживая ее в крайнем положении (рис. 7.6, а). При этом качалка 6 удерживает створки полностью закрытыми. При уборке шасси ролик рычага 1, перемещаясь в зеву кулисы 2, поворачивает ее вниз. При движении кулисы тяги 4 поворачивают качалку 6 и тяги 3, которые начинают открывать створки. Кулиса 5 поворачивается зевом навстречу ролику рычага 8 (см. рис. 7.6, б).

При повороте опоры шасси на угол $\varphi_{ш1}$ створки полностью открываются. При дальнейшем повороте опоры шасси ролик рычага 1 продолжает перемещаться в зеву кулисы 2, но кулиса при этом остается неподвижной, так как ее зев на этом участке совпадает с дугой, по которой движется ролик. Створки находятся в открытом положении, позволяя опоре шасси перемещаться в убранное положение. Когда ролик рычага 8 начинает входить в зев кулисы 5, створки продолжают оставаться открытыми, так как зев кулисы 5 на этом участке совпадает с траекторией ролика рычага 8. Когда опора шасси находится в положении, соответствующем углу $\varphi_{ш2}$, (рис. 7.6, в), ролик рычага 8 начинает поворачивать вверх кулису 5. При повороте кулисы 5 качалка 6 тянет за собой тяги 3 и створки закрываются (рис. 7.6, г).

Полное закрытие створок происходит в момент установки шасси на замок убранного положения. При выпуске шасси открытие и закрытие створок происходит в обратном порядке.

Зависимость $\varphi_c = f(\varphi_{ш})$, приведенную на рис. 7.5, б, можно получить и с помощью механизма, устанавливаемого на оси подкоса (рис. 7.7). Управляющее движение механизм получает от поворота оси О подкоса 11 и ролика 10 петли подвески шасси, установленного на нижней части цилиндра амортизатора. Механизм состоит из двух кулис 1 с пазами под ролики петли подвески шасси, тяг 2, соединяющих кулисы со створками 12, двух зубчатых секторов 3 и 4, кронштейна 5, тяги 6, двух пружин 7 и упоров 8 и 9.

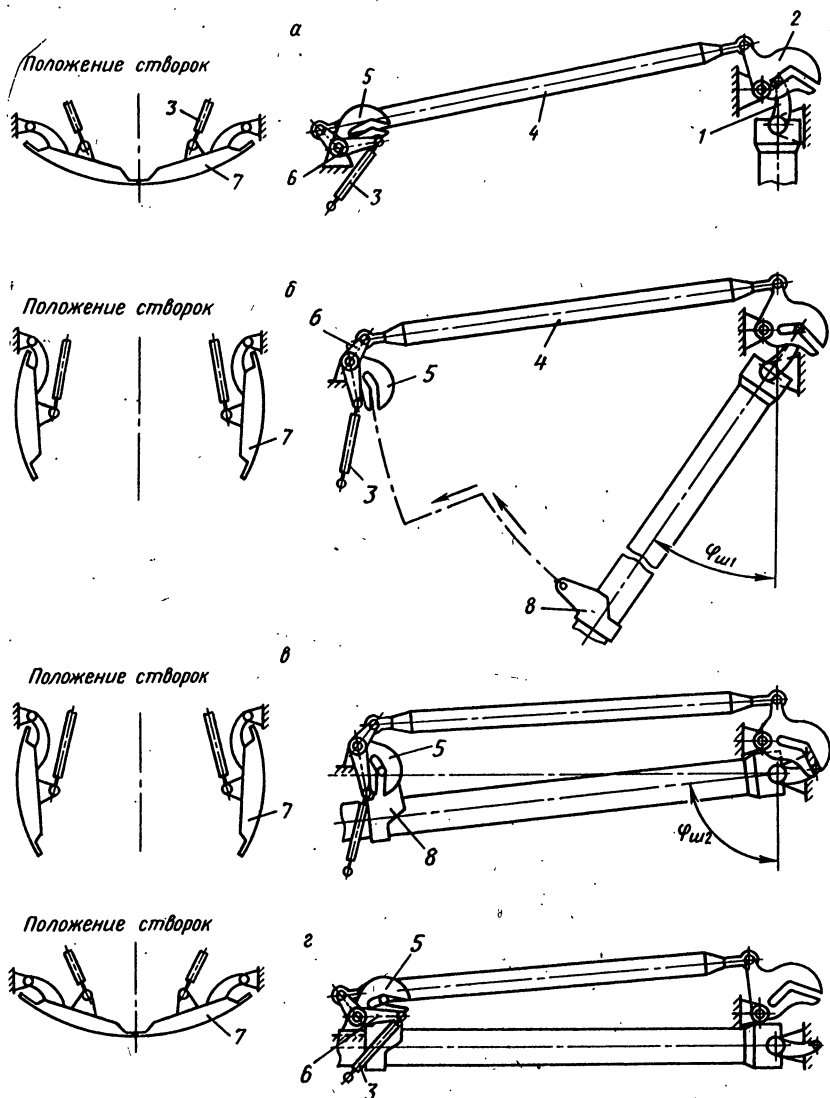


Рис. 7.6. Кинематические схемы управления створками основной опоры с кулисами, относящиеся ко второй группе:

а — створки закрыты, шасси выпущено; *б, в* — створки открыты, шасси убирается; *г* — створки закрыты, шасси убрано; 1, 8 — рычаги; 2, 5 — кулисы; 3, 4 — тяги; 6 — качалка; 7 — створка

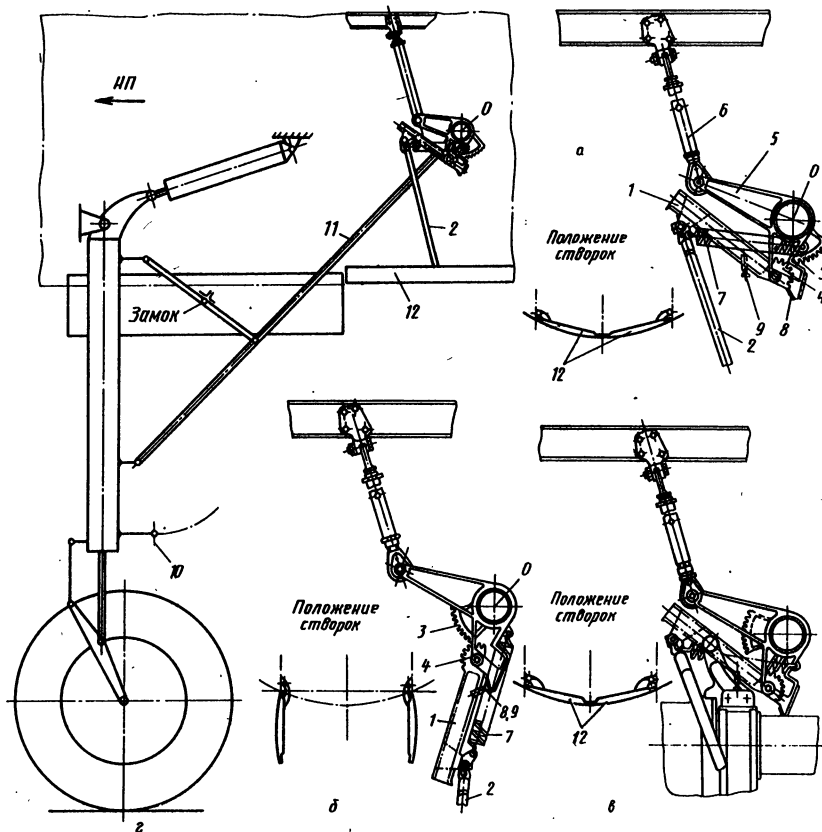


Рис. 7.7. Кинематические схемы управления створками основной опоры с кулисами и зубчатыми секторами, относящиеся ко второй группе:

а – створки закрыты, шасси выпущено; **б** – створки открыты, шасси выпускаются; **в** – створки закрыты, шасси убрано; **г** – схема присоединения механизма управления створками к шасси; 1 – кулиса с прорезями; 2, 6 – тяги; 3, 4 – секторы зубчатые; 5 – кронштейн; 7 – пружина; 8, 9 – упоры; 10 – ролик петли подвески шасси; 11 – подкос; 12 – створка

Зубчатый сектор 3 закреплен на оси траверсы подкоса и поворачивается вместе с ней (рис. 7.7, а). Зубчатый сектор 4 соединен с кулисами 1 и вращается с ними относительно оси кронштейна 5. Неподвижность кронштейна 5, установленного на оси траверсы подкоса, обеспечивается тягой 6.

При уборке шасси ось траверсы подкоса с зубчатым сектором 3 поворачивается по часовой стрелке, зубчатый сектор входит в зацепление с зубчатым сектором 4, поворачивает кулисы 1 и створки открываются.

После полного открытия створок зубчатые секторы выходят из зацепления, а створки удерживаются в открытом положении кинематическим замком, образованным тягами 2, кулисами 1, пружинами 7 и упорами 8 и 9 (рис. 7.7, б).

В конце уборки шасси ролики петли подвески входят в зев кулис, перемещаясь по пазам, поднимают кулисы и створки 12 закрываются (рис. 7.7, в). Полное закрытие створок происходит при установке шасси на замок убранного положения. При выпуске механизм работает в обратном направлении. Плотность прилегания створок регулируется изменением длины тяг 2.

3. К третьей группе относятся кинематические схемы, в которых открытием и закрытием створок управляют приводы: гидравлические цилиндры, электродвигатели с редукторами и т. д. Определенная последовательность между открытием и закрытием створок и уборкой и выпуском шасси поддерживается путем согласования работы приводов, устанавливаемых в системах управления створками и шасси.

Эта последовательность предусматривает:

для створок, остающихся открытыми, когда шасси выпущено: удержание их в открытом положении при перемещениях шасси из одного крайнего положения в другое, закрытие створок после уборки шасси и первоочередное их открытие перед выпуском шасси;

для створок, закрывающих часть отсека, когда шасси выпущено и убрано: первоочередное их открытие перед уборкой и выпуском шасси, удержание их открытыми при перемещении шасси из одного крайнего положения в другое и закрытие створок после окончания этого процесса.

В кинематической схеме управления створками, закрывающими переднюю часть отсека, в который убирается передняя опора, два гидравлических цилиндра 7 (см. рис. 7.3) управляют створками 2 и 3, которые остаются закрытыми, когда шасси выпущено и убрано. Створки 2 закрывают часть отсека, ширина которого a , а створки 3 — часть отсека, ширина которого b . Цилиндры 7 присоединены к кронштейнам 8 створок 3. При открытии и закрытии створок 3 тяги 9 приводят в движение двуплечную качалку 10 и тяги 11, которые управляют открытием и закрытием створок 2.

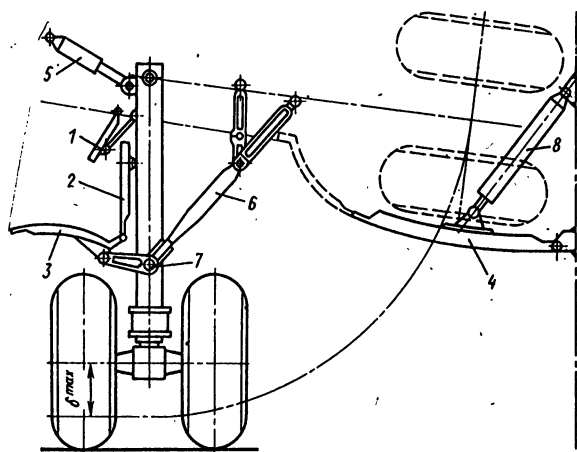


Рис. 7.8. Кинематическая схема управления четырьмя створками основной опоры:

1, 2, 3, 4 — створки; 5, 8 — цилиндры гидравлические; 6 — подкос; 7 — качалка

В кинематических схемах управления створками основных опор шасси, убирающихся частично в крыло, а частично в фюзеляж (рис. 7.8), отсеки закрываются четырьмя створками 1, 2, 3

и 4. Когда шасси находится в выпущенном положении, остаются открытыми створки 1, 2 и 3, а створка 4 закрывает отсек, когда шасси находится в выпущенном и убранном положениях.

Створка 1 закрывает часть отсека, расположенного в крыле, и приводится в движение тягой, соединяющей створку с цилиндром амортизатора. Створки 2 и 3 закрывают среднюю часть отсека, расположенного в крыле и фюзеляже. Установка створок 2 и 3 в нужное положение, когда шасси убрано, и создание необходимого зазора между створкой 3 и колесами при сжатиях амортизатора, когда шасси выпущено, осуществляется качалкой 7, ось которой расположена на цилиндре амортизатора. Качалка 7 приводится в движение нижней частью складывающегося подкоса 6 в процессе уборки и выпуска шасси.

Створка 4 закрывает наибольшую по габаритным размерам часть отсека, расположенного в фюзеляже, и управляется гидравлическим цилиндром 8.

Следует отметить, что среди створок имеется особая группа створок, которые неподвижно закрепляют на кинематических звеньях шасси: амортизаторах, гидравлических цилиндрах, подкосах, а также на подвижных штоках амортизаторов и рычагах, на которых закрепляются колеса. На рис. 7.9 показаны неподвижно закрепленные створки, которые закрывают часть колеса, когда шасси убрано. Остальная часть отсека закрывается створкой, кинематическая схема управления которой показана на рис. 7.1.

Рассмотрев примеры применения различных кинематических схем управления створками для закрытия отсеков шасси, можно сделать вывод, что полное закрытие отсеков обычно достигается установкой нескольких створок, которые управляются схемами различных групп.

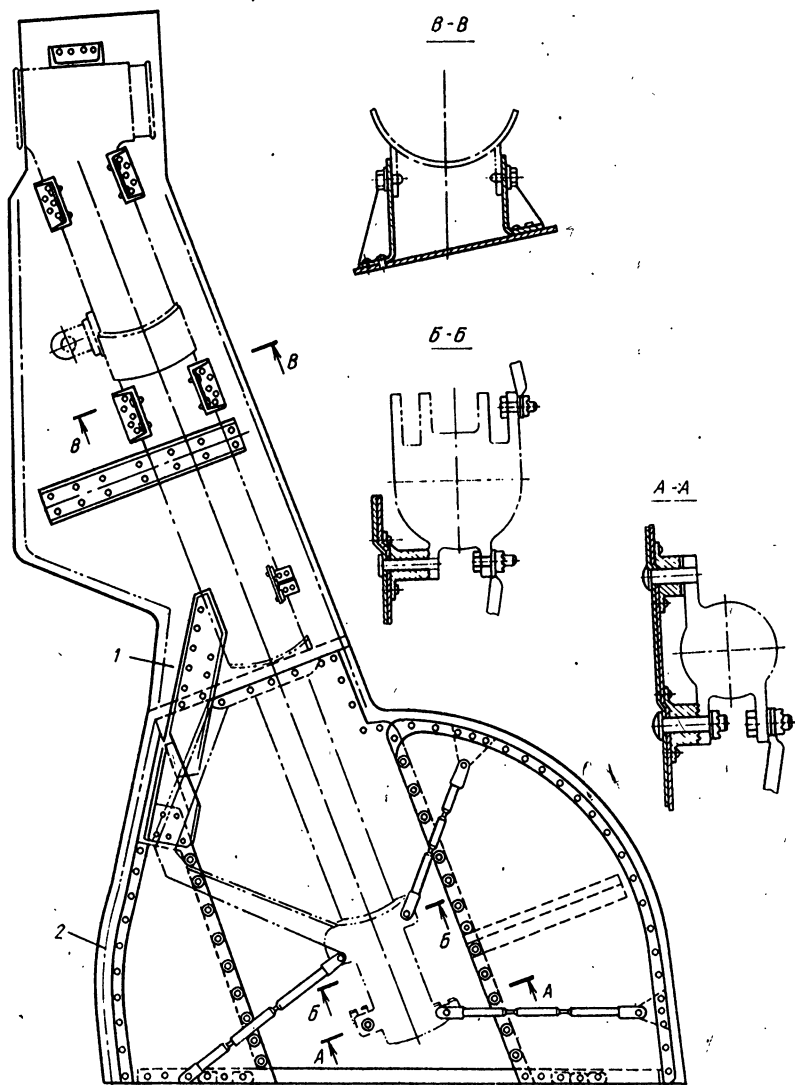


Рис. 7.9. Неподвижные створки:

1 — створка, закрепленная на амортизаторе; 2 — створка, закрепленная на штоке амортизатора

7.3. ЗАМКИ

ЗАМКИ УБРАННОГО ПОЛОЖЕНИЯ

Для предотвращения появления зазоров между створками и поверхностью самолета в полете створки в закрытом положении запираются замками. Число замков, устанавливаемых на створку, определяется ее размерами, жесткостью и действующей на нее нагрузкой. Обычно на створки больших размеров устанавливается 2...3 замка.

Замки открываются системой управления створками или специально устанавливаемыми приводами, которыми обычно являются гидравлические цилиндры.

На рис. 7.10 показана створка, запираемая в убранном положении двумя замками 3. Управление движением створки и замками

осуществляется одним гидравлическим цилиндром 4. Начальный ход штока используется для открытия замков, а остальная его часть — для открытия створки.

При установке на створку замков, которые открываются специальным приводом, работа этого привода согласуется с работой привода, управляющего створкой.

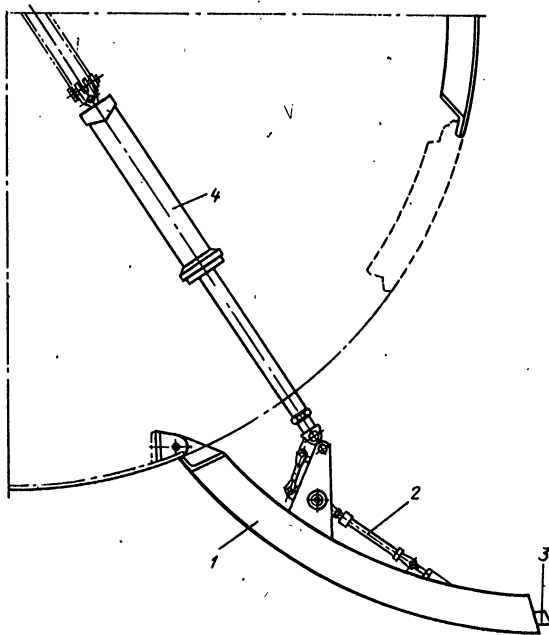


Рис. 7.10. Створка, запираемая в убранном положении замками:

1 — створка; 2 — тяга; 3 — замок; 4 — цилиндр гидравлический

ЗАМКИ ДЛЯ ОТКРЫТИЯ СТВОРОК НА ЗЕМЛЕ

Для осмотра шасси и установленного в его отсеках оборудования на створках, закрывающих отсеки, когда шасси выпущено, устанавливаются специальные замки, позволяющие открывать створки вручную без запуска двигателей самолета и без присоединения наземной энергетической установки.

Конструкция створки с замком, позволяющая отсоединять систему управления от створки, приведена на рис. 7.11. Кронштейн

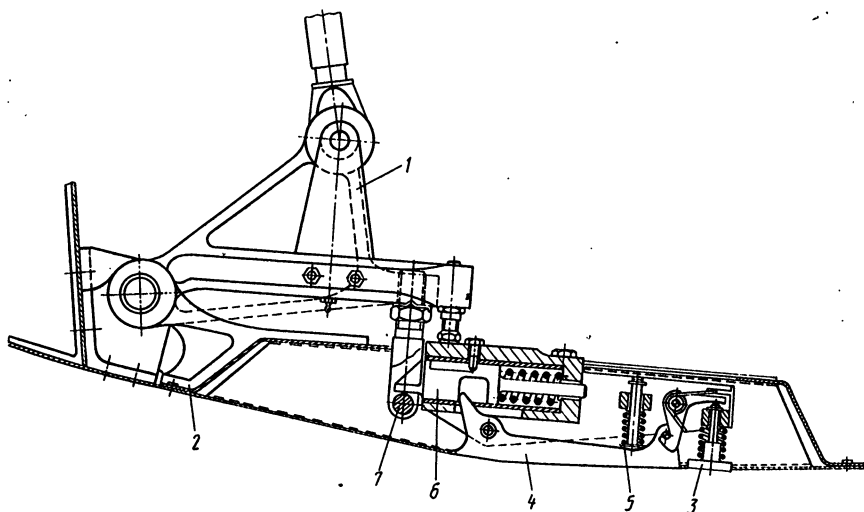


Рис. 7.11. Створка с замком:

1, 2 — кронштейны; 3 — кнопка; 4 — рычаг; 5 — пружина; 6 — щеколда; 7 — петля замка

1, к которому присоединяется система управления, и кронштейн 2 вращаются на оси подвески створки. Соединение кронштейнов между собой осуществляется замком, петля 7 которого установлена на кронштейне 1, а щеколда 6 замка с приводом для его открытия вручную размещены на створке.

Нажатие на кнопку 3 освобождает рычаг 4, который под действием пружины 5 выходит за обводы створки. Поворот рычага 4 по часовой стрелке выводит щеколду 6 из зацепления с петлей 7. Замок открывается и разъединяет кронштейны 1 и 2. Кронштейн 1 остается в исходном положении, а створка имеет возможность свободно вращаться относительно оси подвески и открываться на нужный угол, обеспечивая доступ в отсек.

Глава 8. Управление движением самолетов на ВПП и при маневрировании

8.1. УПРАВЛЯЮЩИЕ МОМЕНТЫ

Управление движением самолетов, имеющих шасси с передней или хвостовой опорами, при маневрировании и на ВПП может осуществляться тормозами колес. Силы для создания моментов, поворачивающих самолеты в нужном направлении, создаются путем затормаживания или растормаживания колес на основных опорах. Для разворота самолета влево или вправо при маневрировании и разбеге соответственно затормаживается колесо или колеса на одной из основных опор, а тяга двигателя P_d создает относительно заторможенных колес момент M , поворачивающий самолет в нужную сторону (рис. 8.1, а, б):

$$M = P_d n. \quad (8.1)$$

На пробеге, когда колеса на основных опорах заторможены, нужный момент создается растормаживанием их на одной из опор. Следует иметь в виду, что колеса, установленные на передних и

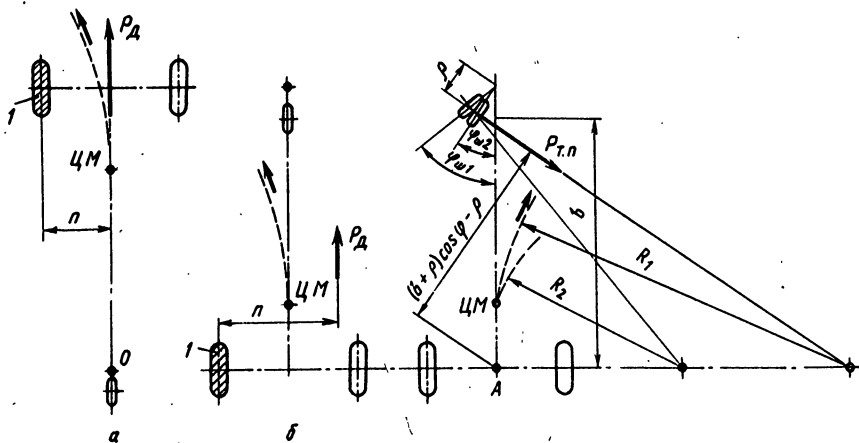


Рис. 8.1. Схема образования управляющих моментов по курсу:
а — самолет с хвостовой опорой, б, в — самолеты с передней опорой; 1 — колесо заторможенное; $\psi_{ш1}$, $\psi_{ш2}$ — углы отклонения опоры шасси от оси самолета; R_1 , R_2 — радиусы поворота ЦМ самолета

хвостовых опорах, при выполнении разворотов торможением колес должны свободно ориентироваться относительно вертикальной или близкой к ней оси. Отсутствие свободного ориентирования колес делает поворот практически невозможным. Боковые силы, действующие при этом на колеса, обычно срывают покрышки с корпусов.

Однако применение тормозов колес для создания управляющих моментов на современных самолетах с большими взлетными и посадочными скоростями приводит к сокращению срока службы тормозов и протекторов покрышек. Вследствие этого на самолетах с передними опорами управляющие моменты создаются поворотом установленных на них колес (рис. 8.1, в).

Сила трения $P_{т.п}$, появляющаяся на колесе или колесах передней опоры при ее отклонении на угол $\varphi_{ш}$, создает разворачивающий момент M_p относительно точки А, лежащей на пересечении плоскости симметрии самолета с линией, соединяющей точки касания колес основных опор поверхности аэродрома. Этот момент определяется выражением

$$M_p = P_{т.п} [(b + \rho) \cos \varphi_{ш} - \rho]. \quad (8.2)$$

Управляющие моменты, создаваемые поворотом колес на передних опорах, используются и для парирования больших возмущений по курсу на участках разбега и пробега, когда аэродинамические поверхности не являются в достаточной мере эффективными.

Затормаживание или растормаживание колес в таких случаях на одной из основных опор не рационально, так как приводит к увеличению длины разбега и пробега. На самолетах с хвостовой опорой с этим приходится мириться, так как отсутствуют другие способы создания управляющих моментов.

8.2. КОЛЕБАНИЯ КОЛЕС НА ПЕРЕДНИХ ОПОРАХ

Свободные повороты колес передних опор относительно вертикальных или близких к ним осей при определенной скорости движения самолета приводят к колебаниям колес, называемым шимми. Скорость, при которой возникают колебания с постоянной амплитудой, называется критической скоростью.

При этой скорости приток энергии полностью расходуется на поддержание колебаний. Значение критической скорости определяется выражением

$$v_{кр} = \sqrt{k \rho / (J R_k)}, \quad (8.3)$$

где k — коэффициент, учитывающий жесткость пневматика, износ его протектора, жесткости силовых элементов и узлов крепления шасси, зазоры в подвижных соединениях, силу трения между пневматиками колес и ВПП, давление в пневматиках, степень их

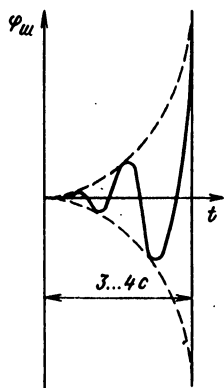


Рис. 8.2. Зависимость $\psi_{ш} = f(t)$ при колебаниях с возрастающей амплитудой

отбалансированности и т. д.; ρ – расстояние колеса от оси ориентировки; J – момент инерции колес и деталей, вращающихся с ними относительно оси ориентировки; R_k – радиус колеса.

Из выражения (8.3) следует, что увеличение $v_{кр}$ достигается увеличением коэффициента k , расстояния ρ и уменьшением момента инерции масс, вращающихся относительно оси ориентировки, и радиуса колеса. Уменьшение вероятности появления колебаний может быть

достигнуто путем наклона оси ориентировки назад и установкой двух жестко связанных между собой колес.

При наклоне оси назад часть энергии затрачивается на поднятие носовой части самолета, а жестко связанные между собой колеса при колебаниях имеют различные поступательные скорости при одинаковой угловой. При этом на колесо, движущееся вперед, действует большая лобовая сила, возвращающая его к нейтральному положению.

При увеличении скорости самолета, когда она становится больше $v_{кр}$, амплитуды колебаний за короткий промежуток времени резко возрастают (рис. 8.2) и вызывают поломку передней опоры.

8.3. ДЕМПФЕРЫ ШИММИ

Для устранения возможности появления колебаний колес на передних опорах устанавливаются гидравлические гасители колебаний – демпферы, расходующие энергию, вызывающую колебания, на проталкивание жидкости через калиброванные отверстия.

Гидравлический демпфер (рис. 8.3) состоит из цилиндра 1 и поршня 2. Внутренние полости цилиндра заполнены жидкостью, которая при перемещениях поршня перетекает через калиброванное отверстие 3.

При рулении, когда колеса передней опоры поворачиваются относительно оси ориентировки с небольшими скоростями, жидкость, перетекая через отверстие 3, не создает силы сопротивления, оказывающей практическое влияние на этот процесс.

С возрастанием же частоты и амплитуды колебаний увеличивается скорость перетекания жидкости, а создаваемое ею сопротивление увеличивается пропорционально квадрату скорости и демпфирует колебания.

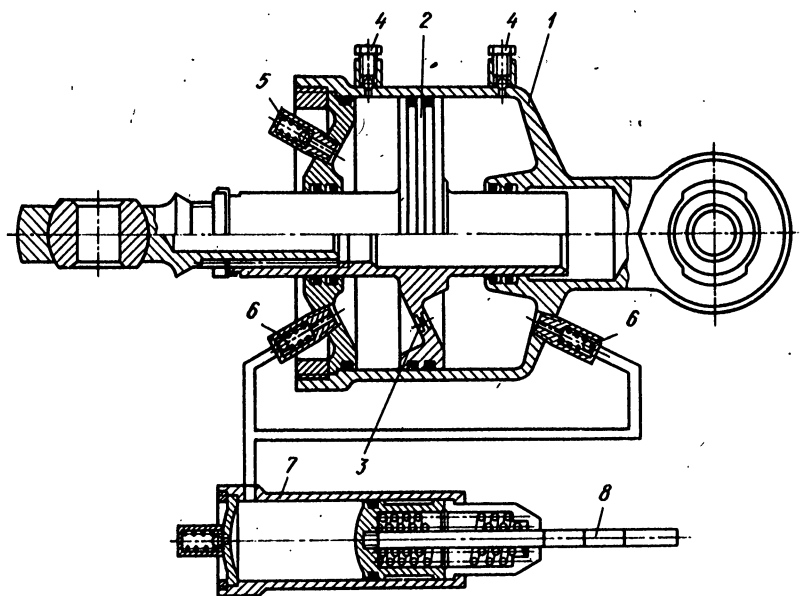


Рис. 8.3. Гидравлический демпфер:

1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — отверстие калиброванное; 4 — клапаны стравливания воздуха; 5 — клапан предохранительный; 6 — клапан подпитки; 7 — компенсатор; 8 — указатель

Появление самовозбуждающихся колебаний передних опор приводит к крайне неприятным последствиям, и вследствие этого к демпферам шимми предъявляют высокие требования по надежности. Одно из основных мероприятий, направленных на увеличение надежности демпферов, является установка компенсаторов, восполняющих утечки жидкости из их полостей.

Схема присоединения компенсатора к демпферу показана на рис. 8.3. Утечки жидкости или уменьшение ее объема из-за снижения температуры окружающей среды восполняются жидкостью, поступающей из компенсатора 7 через клапаны 6 подпитки. Указатель 8 дает возможность контролировать наличие жидкости в компенсаторе.

Цилиндр 1 демпфера (рис. 8.4) неподвижно крепится к цилиндру 4 амортизатора передней опоры, а колеса и шток амортизатора посредством шлиц-шарнира (двухзвенника) присоединяются к муфте 6, свободно вращающейся относительно оси ориентировки ОО. Муфта 6 при отклонении колес посредством присоединенных к ней рычага 3 и тяги 5 приводит в движение поршень 2 демпфера.

Кинематическая схема установки демпфера с двумя цилиндрами показана на рис. 8.5.

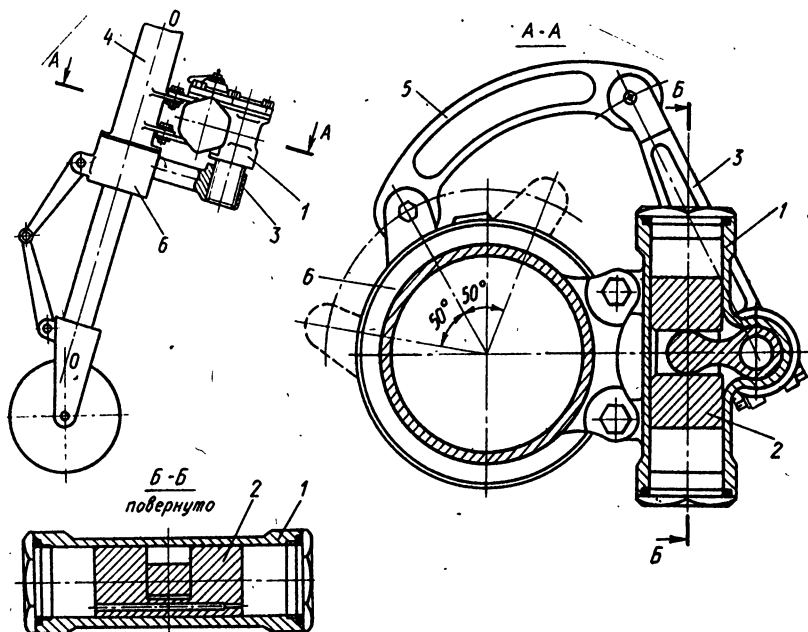


Рис. 8.4. Схема установки демпфера на передней опоре:

1 — цилиндр демпфера; 2 — поршень; 3 — рычаг; 4 — цилиндр амортизатора; 5 — тяга; 6 — муфта

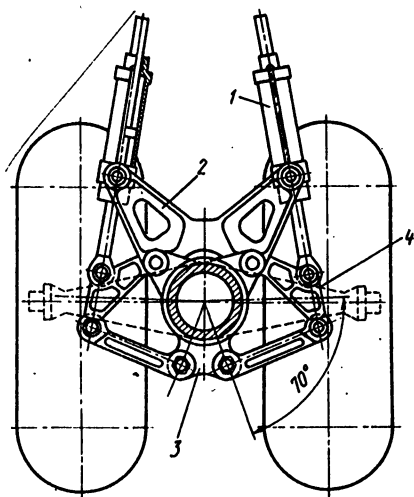


Рис. 8.5. Схема установки демпфера с двумя цилиндрами:

1 — цилиндр; 2 — кронштейн; 3 — муфта; 4 — качалка

В последнее время получили распространение конструкции реечных демпферов, преимуществами которых перед демпферами, управляющими поворотами колес с помощью механических передач из качалок и тяг, являются:

1. Возможность значительного увеличения диапазона углов поворота колес.
2. Уменьшение числа зазоров сокращением числа соединений.
3. Постоянство момента относительно оси поворота в процессе поворота колес.

Реечный демпфер с двумя гидравлическими цилиндрами показан на рис. 8.6, а с четырьмя — на рис. 8.7. Фиксация поворачивающихся колес передних опор относительно плоскости симмет-

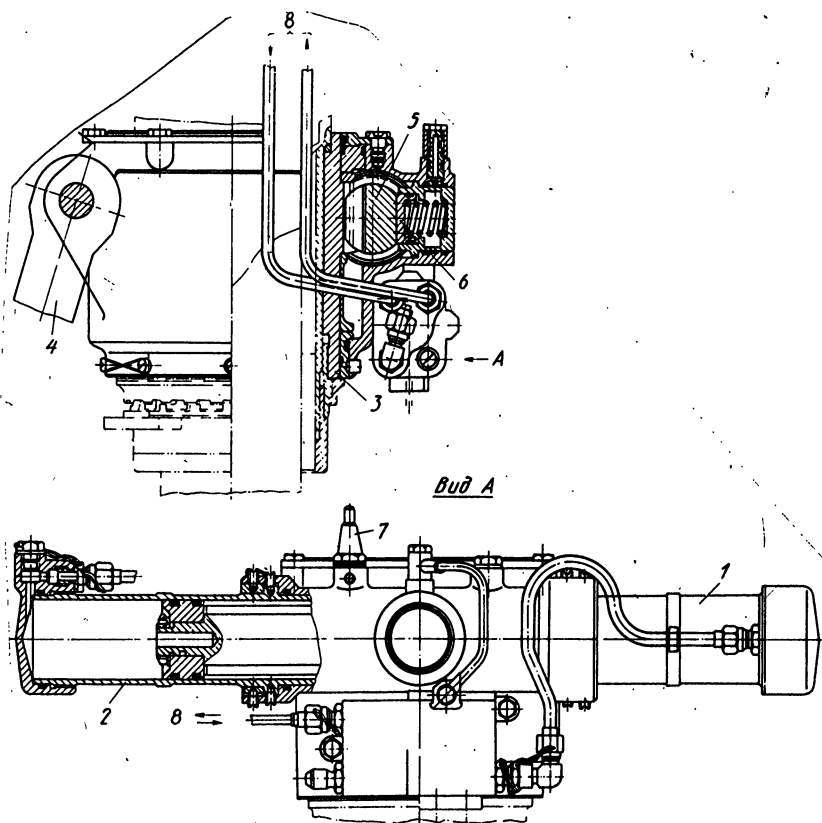


Рис. 8.6. Реечный демпфер с двумя цилиндрами:

- 1, 2 — цилиндры; 3 — муфта шестеренчатая; 4 — двухзвенник; 5 — рейка зубчатая; 6 — компенсатор изгиба рейки; 7 — кронштейн крепления качалки обратной связи; 8 — направление подвода жидкости

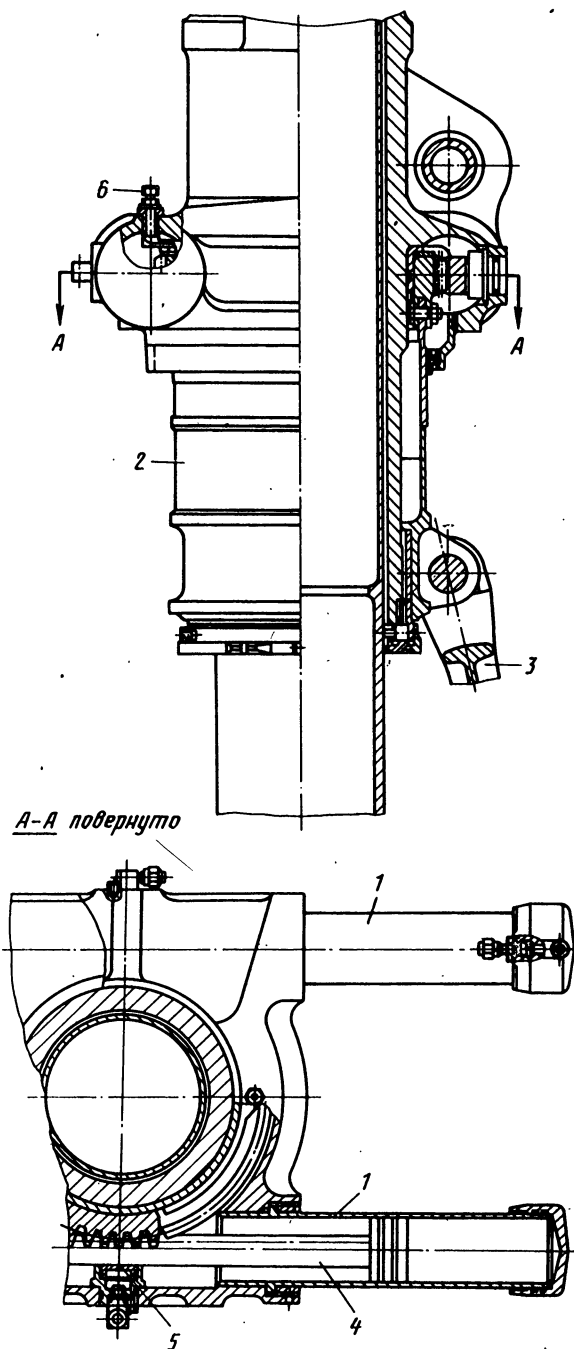


Рис. 8.7. Реечный демпфер с четырьмя цилиндрами:

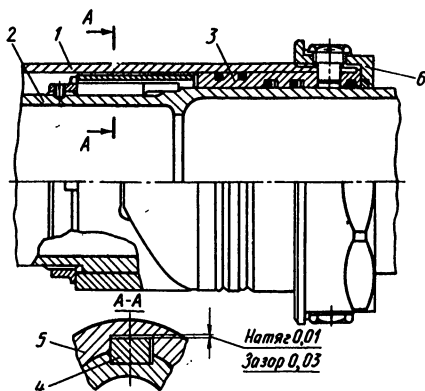
1 — цилиндр; 2 — муфта шестеренчатая; 3 — двухзвенник; 4 — рейка зубчатая; 5 — компенсатор изгиба рейки; 6 — кронштейн присоединения тяги обратной связи

рии самолета при уборке шасси осуществляется специальными механизмами.

В большинстве конструкций применяют кулачки, устанавливаемые внутри амортизаторов. Один кулачок крепят к штоку амортизатора, а другой — к цилиндру. Сила, действующая на шток, прижимает кулачки, которые фиксируют колеса в плоскости симметрии самолета, друг к другу (рис. 8.8). Рассмотренная конструкция имеет ряд преимуществ в сравнении с конструкциями, в которых кулачки размещаются снаружи амортизаторов. Она имеет меньшую массу, защищена от пыли, воды, грязи и т. д. и не увеличивает габаритные размеры самих амортизаторов.

Рис. 8.8. Схема фиксации колес кулачками:

1 — цилиндр амортизатора; 2 — шток; 3 — бокса; 4 — шпонка; 5 — кулачок; 6 — гайка



8.4. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ КОЛЕС ПЕРЕДНЕЙ ОПОРЫ

Система управления поворотом колес передней опоры является следящей. Она приводится в действие педалями, расположенными в кабине пилота. Каждому положению педалей, определяемому углом их отклонения от нейтрального положения $\varphi_{\text{пед}}$, соответствует вполне определенный угол поворота колес φ_k от плоскости симметрии самолета. На больших самолетах система приводится в действие и специальным штурвалом, устанавливаемым на боковой панели приборов в кабине. Пилот использует штурвал при маневрировании и большом скоплении самолетов. При этом он сдвигает боковую створку фонаря и через нее, имея лучший обзор, более точно определяет условия маневрирования.

Силы, необходимые для поворота колес, значительно превышают физические возможности пилота. Вследствие этого в системах управления (рис. 8.9) устанавливают силовые приводы.

Механическая проводка управления, обычно состоящая из качалок, тяг и тросов с роликами, соединяет педали 1 пилота со следящим приводом, который управляет поворотом колес. Следящий привод состоит из гидравлического цилиндра 5 демпфера шимми, распределительного золотника 6, распределительной втулки 7, качалки 8 обратной связи и гидравлического клапана 9. Распределительный золотник, находясь в нейтральном положении, перекрывает проточку (канавку) во втулке 7 на 0,15...0,3 мм. При таком положении золотника жидкость, подводимая от гидравлической системы к проточке, не может поступать в полости цилиндра, а жидкость, находящаяся в его полостях, фиксирует шток цилиндра 5 в определенном положении.

Максимальный ход распределительного золотника относительно неподвижной распределительной втулки 7 принимается в пределах 2...3 мм, что дает возможность золотнику отклоняться от

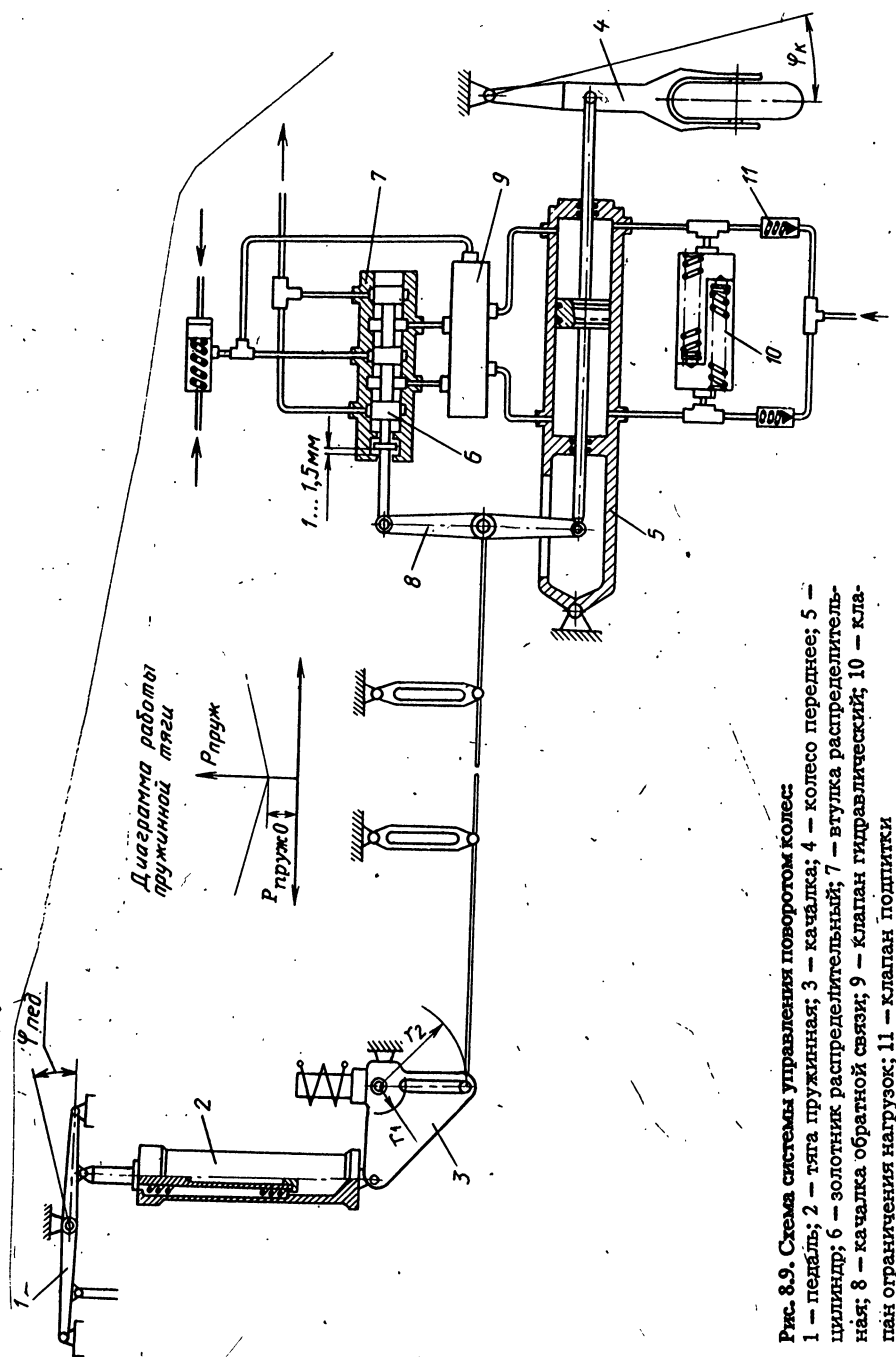


Рис. 8.9. Схема системы управления поворотом колес

1 — педаль; 2 — тяга пружинная; 3 — качалка; 4 — колесо переднее; 5 — цилиндр; 6 — золотник распределительный; 7 — втулка распределительная; 8 — качалка обратной связи; 9 — клапан гидравлический; 10 — клапан ограничения нагрузок; 11 — клапан подпитки

нейтрального положения на 1...1,5 мм. При отклонении педалей и смещении золотника вправо или влево относительно втулки 7 магистраль давления соединяется с одной из полостей цилиндра 5 и перемещает его шток, а другая полость цилиндра при этом соединяется со сливной магистралью.

При перемещении шток цилиндра приводит в движение присоединенную к нему качалку 8 обратной связи, которая, поворачиваясь относительно среднего шарнира, возвращает распределительный золотник в исходное положение, жидкость перестает поступать в цилиндр и движение его штока прекращается.

Таким образом, шток цилиндра отслеживает отклонение педалей. Пружинная тяга 2 обеспечивает путем сжатия или растяжения установленной в ней пружины отклонение педалей пилота и руля направления самолета при появлении отказов в системе управления поворотом колес.

Силу $P_{\text{пруж } 0}$, при которой начинает сжиматься или растягиваться пружинная тяга, выбирают из условия

$$P_{\text{пруж } 0} = P_{\text{т.пр.у}} + P_{\text{т.р.з}} + P_3, \quad (8.4)$$

где $P_{\text{т.пр.у}}$ — сила трения в проводке управления; $P_{\text{т.р.з}}$ — сила трения распределительного золотника; P_3 — запас силы.

Обычно сила $P_{\text{пруж } 0} = 100...140$ Н. Диаграмма работы пружинной тяги при растяжении и сжатии показана на рис. 8.9.

Клапан 10 ограничивает нагрузку на колеса при достижении ею максимально допустимого эксплуатационного значения. При этой нагрузке давление в полостях цилиндра равняется давлению, на которое отрегулированы пружины в клапане. При превышении давления, на которое отрегулированы пружины в клапане, жидкость из одной полости цилиндра перетекает в другую, при этом шток цилиндра смещается, а колеса отклоняются от препятствия, вызвавшего увеличение нагрузки.

Следует отметить, что при работе клапана 10 и при работе системы в режиме свободного поворота колес пружинная тяга 2 предотвращает удар по ноге пилота, так как колеса в этих случаях отклоняются не в соответствии с отклонениями педалей. Клапаны 11, подключенные к цилиндру, компенсируют возможные уменьшения объемов жидкости в полостях цилиндра при работе системы в режиме свободного поворота колес.

Система управления поворотом колес имеет три режима:

1. Режим свободного поворота колес. Углы поворота колес φ_k не зависят от углов отклонения педалей $\varphi_{\text{пед}}$.

Для работы системы в этом режиме краны гидравлических систем (основной и аварийной) отключают подачу жидкости к распределительной втулке 7 и клапану 9. Клапан 9 при отключении давления соединяет между собой штуцеры цилиндра 5, а установленная в его золотнике дюза превращает цилиндр в демпфер шимми.

Режим свободного поворота колес используют при посадке и перед уборкой шасси на взлете, так как он обеспечивает фиксацию колес в плоскости симметрии самолета. При других же режимах колёса в момент удара о ВПП и при уборке шасси могут быть повернуты.

Кроме того, в режиме свободного поворота колес самолет обладает устойчивостью по курсу (см. рис. 1.5, а). Так как при действии возмущений и отклонении самолета от курса на колесах передних опор не возникает сила трения, они свободно поворачиваются по направлению движения, а сила трения на колесах основных опор создает момент, направленный на парирование возмущений. При включенной системе управления для работы в других режимах самолет становится неустойчивым по курсу. При возмущениях на колесах передних опор, так же как и на колесах основных опор, появляется сила трения скольжения, потому что они удерживаются приводом в плоскости симметрии самолета и не имеют возможности ориентироваться по направлению движения (см. рис. 1.5, б).

Суммарная сила трения P_T на колесах передних и основных опор определяется выражением

$$P_T = G_n \mu + G_o \mu, \quad (8.5)$$

где G_n и G_o – силы тяжести самолета, приходящиеся соответственно на переднюю и основные опоры; μ – коэффициент трения колес о ВПП.

Сила трения P_T создает относительно ЦМ самолета момент

$$M_Z = G \mu h, \quad (8.6)$$

где h – расстояние ЦМ самолета от ВПП.

Момент M_Z уравновешивается моментом, создаваемым вертикальными силами ΔP_1 , образующимися на передних и основных опорах:

$$G \mu h = \Delta P_1 b, \quad (8.7)$$

где b – расстояние между передними и основными опорами.

Сила ΔP_1 догружает переднюю опору и разгружает основные. Значения дестабилизирующего M_d и стабилизирующего $M_{ст}$ моментов, создаваемых силами трения колес относительно ЦМ самолета, определяются их произведением на соответствующие плечи:

$$M_d = (G_n + \Delta P_1) \mu (b - e) \sin \theta = \frac{Ge}{b} \mu (b - e) \sin \theta + \Delta P_1 \mu (b - e) \times \sin \theta; \quad (8.8)$$

$$M_{ст} = (G_o - \Delta P_1) \mu e \sin \theta = \frac{G(b - e)}{b} \mu e \sin \theta - \Delta P_1 \mu e \sin \theta. \quad (8.9)$$

где e – см. на рис. 1.1; θ – угол поворота оси симметрии самолета в плане при действии возмущения.

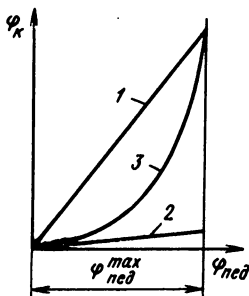


Рис. 8.10. Зависимость $\varphi_k = f(\varphi_{\text{пед}})$:

1 — режим больших углов; 2 — режим малых углов; 3 — режим работы системы управления с нелинейным механизмом

Из сравнения выражений (8.8) и (8.9) следует, что $M_d > M_{\text{ст}}$. Следовательно, самолет с включенной системой управления поворотом колес не устойчив по курсу. Однако система управления поворотом колес на передней опоре позволяет пилоту создавать нужные управляющие моменты по курсу и эффективно справляться с возмущениями, действующими на неустойчивый самолет в процессе разбега и пробега.

2. Режим больших углов, при котором колеса от нейтрального положения поворачиваются на большие углы (поз. 1 на рис. 8.10). При работе системы в этом режиме электродвигатель и редуктор качалки 3 (см. рис. 8.9) устанавливают тягу, идущую к следящему приводу, в положение, соответствующее большему радиусу r_2 , а распределительные краны гидросистемы основной или дублирующей подводят жидкость к распределительной втулке 7 и клапану 9. Это дает возможность системе управления на участке между качалкой 3 и приводом иметь большие ходы. Золотник клапана 9 разъединяет трубопроводы, подводящие жидкость к цилиндру 5, и превращает демпфер шимми в гидравлический цилиндр. Распределительный золотник 6 управляет подачей жидкости в полости цилиндра через клапан 9.

Этот режим больших углов применяют при повороте самолетов на ВПП на 190° и маневрировании по рулежным дорожкам. Большие углы отклонения колес позволяют совершить повороты самолетов с малыми радиусами. На небольших самолетах колеса от нейтрального положения поворачиваются в обе стороны на $40...60^\circ$, а на больших — на $60...80^\circ$.

Имеются следующие данные по пассажирским самолетам:

Самолет	углы поворота колес, °
DC-9, DC-9-10, DC-9-30	± 80
„Локхид L-1011 Тристар“	± 68
„Боинг 737“	± 78
„Бак-Зюд Авиасьон Конкорд“	± 60
„Аэропасьаль-Дойче-Эрбас А300В“	± 65
Бак 111-200	± 78

3. Режим малых углов, при котором колеса от нейтрального положения поворачиваются на малые углы (см. поз. 2 на рис. 8.10). При работе системы в этом режиме жидкость к втулке 7 (см. рис. 8.9) и клапану 9 подводится так же, как и при работе системы в режиме больших углов, а электродвигатель и редуктор качалки 3

устанавливают тягу, соединяющую качалку со следящим приводом, в положение, соответствующее малому радиусу r_1 .

Малый градиент $\frac{\alpha \varphi_k}{\alpha \cdot \varphi_{\text{пед}}}$ на этом режиме позволяет пилоту при движении с большими скоростями на участках разбега и пробега более точно создавать необходимые управляющие моменты. Если же в этих условиях пилот создает момент, превышающий потребный, самолет может сойти с ВПП, что сопровождается в большинстве случаев поломками шасси. На разбеге пилоту легче с помощью системы управления поворотом колес выдерживать нужное направление по курсу, так как разбег начинается с небольшой скорости и он располагает временем для определения условий движения: состояния ВПП и характера действующих возмущений. После же посадки и движения на начальном участке пробега пилот не имеет времени для оценки обстановки и вследствие этого целесообразно использовать режим свободного поворота колес.

Следует отметить, что системы управления поворотом колес на самолетах имеют различное конструктивное исполнение и могут значительно отличаться от рассмотренной. Например, качалка 3 как механизм переключения режимов объединяется с качалкой обратной связи, а различные зависимости между $\varphi_{\text{пед}}$ и φ_k создаются перемещением на ней среднего шарнира; клапан ограничения нагрузок объединяется с клапанами подпитки, качалки и тяги управления заменяются тросовой проводкой и т. д.

На некоторых небольших самолетах в систему управления после пружинной тяги устанавливается нелинейный механизм, который вместо режимов малых и больших углов устанавливает режим с нелинейной зависимостью $\varphi_k = f(\varphi_{\text{пед}})$ (см. поз. 3 на рис. 8.10). Начальному участку отклонения педалей соответствует малый градиент $\frac{d\varphi_k}{d\varphi_{\text{пед}}}$, на конечном участке этот градиент возрастает.

Глава 9. Надежность схемных и конструктивных решений шасси

9.1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ СХЕМЫ ШАССИ

В процессе компоновки, когда выбирают схему и конструкцию шасси, необходимо обратить особое внимание на их надежность, так как отказы шасси при эксплуатации самолета приводят к крайне тяжелым последствиям. Кроме того, в связи с увеличением продолжительности эксплуатации как пассажирских, так и военных самолетов, которая в настоящее время достигла более двадцати лет, увеличилась вероятность отказа в любом из элементов конструкции.

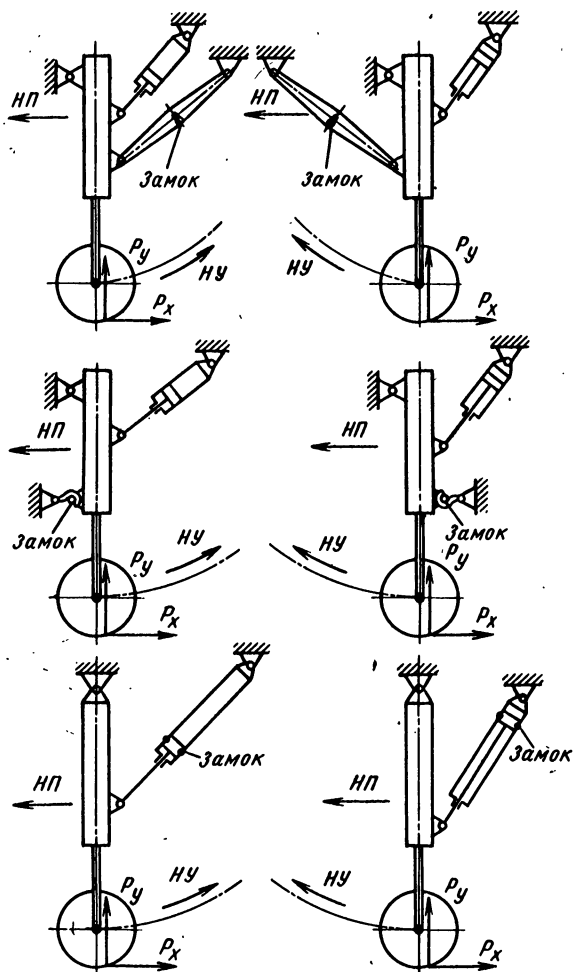
Стремление обеспечить рациональную увязку силовых элементов шасси и планера, снижение массы и занимаемого шасси объема в самолете привело к появлению большого числа схем, которые отличаются друг от друга комбинациями кинематических звеньев, замками убранного и выпущенного положений, приводами, осуществляющими уборку и выпуск шасси, и т. п. Несмотря на относительно небольшую разницу числа элементов в схемах, они по надежности не являются равноценными. Конструктору довольно сложно определить вероятность отказа элементов проектируемой схемы. Если он и располагает данными по интенсивности отказов аналогичных элементов, полученными для определенных условий, то, как правило, для вновь проектируемой схемы шасси они меняются из-за изменения температурного диапазона, времени эксплуатации, интенсивности нагружения, нагрузок, создаваемых амортизационной системой и т. д. Кроме того, узлы и детали новой конструкции обычно отличаются от прототипов формой и размерами, материалами, из которых они изготовлены, технологией изготовления, назначаемыми допусками и т. д. Вследствие этого надежность проектируемой конструкции зависит главным образом от квалификации и опыта конструктора и выбираемых им схемных и конструктивных решений.

Эксплуатация убирающихся шасси с начала применения на самолетах позволила выявить причины их отказов и поломок и на основе этого определить рекомендации по надежности как схемных, так и конструктивных решений [2, 4].

При выборе схемы следует стремиться к простоте конструкции, долговечности в условиях действия усталостных нагрузок, большому сроку службы между ремонтами и удобству обслуживания. Однако для современного самолета создать простую конструкцию

практически невозможно, так как компоновочные решения накладывают жесткие ограничения на объемы, занимаемые шасси в убранном положении. Вследствие этого не только на военных, но и на пассажирских самолетах все чаще используют схемы, в которых в процессе уборки шасси поворачиваются колеса относительно опор, сжимаются амортизаторы, сокращаются длины подкосов, устанавливается два гидравлических цилиндра уборки и т. д.

Для обеспечения высокой надежности выбранной схемы направление уборки шасси должно совпадать с направлением полета.



Зависимость надежности шасси от направления уборки может быть получена сравнением схем, показанных на рис. 9.1, каждая пара которых относится к одной классификационной группе и состоит из одинакового числа силовых элементов, замков, фиксирующих шасси в выпущенном положении, и гидравлических цилиндров уборки и выпуска.

Сравнение схем каждой пары, отличающихся друг от друга только направлениями уборки, позволяет сделать вывод, что схемы, в которых шасси убираются в направлении полета, обладают следующими преимуществами по надежности:

Рис. 9.1. Схемы шасси с различными направлениями уборки шасси:
 P_y, P_x — вертикальная и горизонтальная силы

1. Выпуск шасси и закрытие замков выпущенного положения могут быть осуществлены энергетической системой, в которой используются аэродинамические силы и силы тяжести. После открытия замков, удерживающих шасси в убранных положениях, аэродинамические силы производят их выпуск и закрывают замки выпущенного положения. Действующие на шасси аэродинамические силы достигают больших значений, так как скорость захода на посадку на современных пассажирских самолетах иногда превышает 240 км/ч. В случае необходимости силы могут быть увеличены повышением скорости полета. Однако компоновочные условия размещения основных опор не всегда позволяют убирать их в направлении полета. В таких случаях для основных опор следует принимать схемы, в которых уборка производится в плоскости $Y_1 O_1 Z_1$ или в плоскости, отклоненной от нее на небольшой угол.

В таких схемах сила тяжести, действующая на шасси, позволяет произвести его выпуск и закрыть замки. При необходимости силу тяжести увеличивают созданием перегрузки в плоскости XOY . В схемах шасси со складывающимися подкосами силы, создаваемые пружинами замков подкосов, также помогают выпуску шасси.

Для кинематических схем, в которых шасси убирается против направления полета, использовать аэродинамические силы для выпуска не представляется возможным.

2. Вертикальные и горизонтальные силы, действующие на шасси при посадке, разбеге, маневрировании и стоянке самолета, не нагружают замки выпущенного положения. Эти замки не нагружаются и аэродинамическими силами, когда открываются после взлета перед уборкой шасси. Для схем, в которых шасси убирается в направлении полета, замки выпущенного положения нагружаются силами на всех режимах движения самолета по аэродрому, при совершении посадки и на стоянке. Кроме того, замки после взлета перед уборкой шасси открываются при действии значительных аэродинамических сил. Значительное снижение уровня нагрузок и числа нагружений замков выпущенного положения, когда шасси убирается в направлении полета, приводит к значительным увеличениям их надежности, а следовательно и надежности силовых схем шасси, так как интенсивность отказов λ замков зависит от этих факторов и с ростом нагружений возрастает (рис. 9.2).

Столь значительные преимущества по надежности кинематических схем, в которых шасси убирается в направлении полета или в сторону оси самолета, объясняют их применение на подавляющем большинстве как отечественных, так и зарубежных пассажирских самолетах (табл. 9.1).

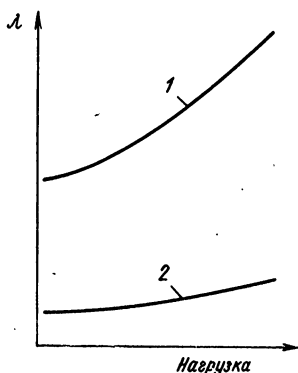


Рис. 9.2. Зависимость интенсивности отказов от нагрузки:

1 — тяжелые условия эксплуатации; 2 — нормальные условия эксплуатации

9.2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ УБОРКИ И ВЫПУСКА ШАССИ

Наиболее распространенными энергетическими системами, используемыми для уборки и выпуска шасси, являются гидравлические системы. Основными преимуществами их в сравнении с другими видами систем [5] являются:

1. Относительно малые масса и габаритные размеры, приходящиеся на единицу мощности. Габаритные размеры современных гидронасосов составляют всего 20...25% габаритных размеров электродвигателей той же мощности. Еще более значительные различия имеются в массе агрегатов. При давлении $210 \cdot 10^5$ Па относительная масса у гидронасоса, имеющего мощность 1 кВт, равна 0,24...1 кг/кВт, у компрессоров пневмосистем — 6...10,5 кг/кВт, у электрогенераторов постоянного тока напряжением 28 В — примерно 3 кг/кВт, а у генераторов переменного тока напряжением 400 В — примерно 1,3 кг/кВт. Таким образом, масса гидронасосов примерно на порядок меньше, чем у других источников энергии, а относительная масса электропривода той же мощности в несколько раз больше и достигает значений 3...3,5 кг/кВт. Относительная масса трубопровода с жидкостью составляет примерно 0,15...2 кг/м, а относительная масса электропровода аналогичной по мощности системы — 0,75 кг/м в сети с напряжением 28 В.

2. Малая инерция и высокое быстродействие гидропривода (на один порядок выше, чем у привода пневматической и электрической систем).

3. Высокий КПД гидропривода по сравнению с КПД других источников энергии.

Таблица 9.1

Наименование самолета	Страна	Направление уборки главных опор шасси
Ан-24	СССР	По направлению полета
Ил-18	—"	То же
Ил-86	—"	Средние — по направлению полета, боковые — в плоскости $Y_1 O_1 Z_1$
Як-40	—"	В плоскости $Y_1 O_1 Z_1$
Як-42	—"	То же
„Макдонелл-Дуглас DC-8-63”	США	—"
„Макдонелл-Дуглас DC-9-10”	—"	—"
„Дуглас DC-9-50”	—"	—"
„Дуглас DC-10-30”	—"	—"
„Дуглас DC-10-40”	—"	—"
„Локхид L-1011 Тристар”	—"	—"
„Боинг 727-100”	—"	—"
„Боинг 737-100”	—"	—"
„Боинг 707-320С”	—"	—"
„Боинг 737-300”	—"	—"
„Боинг 747-100”	—"	—"
„Лассо Мистэр” („Джет Фалкон”)	Франция	—"
„Зюд-Авиасьон SE.210 Каравелла”	—"	—"
„Зюд-Авиасьон Супер Каравелла”	—"	—"
„Аэропасьяль Каравелла 12”	—"	—"
„Эрбас Индастри А 300В2-200”, „Эрбас Индастри А 310-200”	Франция, ФРГ, Англия	—"
„Бак-Зюд Авиасьон Конкорд”	Франция, Англия	—"
„Лассо-Меркюр”	Франция	—"
БАК VC.10	Англия	—"
Бак 111-200	—"	—"
„Фоккер F27 Френдшип”	Голландия	—"
„Фоккер F28 Феллоушип”	—"	—"

Примечание. Передние опоры убираются по направлению полета.

4. Простота конструкции и технологии изготовления.

Перечисленные преимущества гидравлических систем перед другими системами и являются причинами их широкого использования на подавляющем большинстве самолетов. Однако гидравлические системы не достаточно надежны, так как состоят из большого числа агрегатов и деталей (насосов, редукторов давлений, распределительных устройств, баков, фильтров, трубопроводов, соединительной арматуры и т. д.), вследствие чего отказ в такой системе и выход ее из строя всегда могут иметь место.

В связи с этим для обеспечения надежной работы приводов шасси, которыми обычно являются гидравлические цилиндры, на самолетах обычно устанавливают две гидравлические системы. При выходе из строя одной системы основной выпуск шасси производится второй системой, называемой дублирующей или аварийной. Помимо самих гидравлических систем, могут перестать работать двигатели самолета. На однодвигательных самолетах в таких случаях предусматриваются запасные источники энергии, которыми являются сжатый до определенного давления азот, хранящийся в баллонах, электрические аккумуляторы, обеспечивающие энергией электродвигатели с установленными на них аварийными насосами, ручные насосы и т. д.

На самолетах с несколькими двигателями насосы гидравлических систем устанавливаются на разных двигателях, с тем чтобы при выходе из строя одного из двигателей насосы, установленные на других двигателях, могли обеспечить работу гидравлических систем. На случай остановки всех двигателей на больших самолетах применяются воздушные турбины, приводимые в действие потоком воздуха, обтекающим самолет. На воздушные турбины устанавливаются насосы.

Аварийные системы обычно не нагружены и включаются при появлении отказа в основной или дублирующих системах.

Например, на пассажирском самолете „Хоукер Сиддли Трайдент” для выпуска шасси предусмотрены три гидравлические системы, каждая из которых обеспечивает работу приводов шасси, и одна аварийная система, включающаяся, когда три основные системы выходят из строя. В аварийной системе имеются два насоса, один приводится в действие от электродвигателя переменного тока, а второй насос при полном обесточивании, когда все три установленных на самолете двигателя не работают, – воздушной турбиной. Воздушная турбина установлена на самолете „Конкорд”. Турбина приводит в действие насос аварийной гидравлической системы, производящей выпуск шасси, и обеспечивает энергией бустеры управления.

К применяемым на самолетах энергетическим системам для выпуска шасси относятся и системы, в которых используются аэродинамические силы воздушного потока, обтекающего самолет, и сила тяжести.

9.3. ЗАМКИ

ЗАМКИ, ФИКСИРУЮЩИЕ ШАССИ В ВЫПУЩЕННОМ ПОЛОЖЕНИИ

В схемах шасси первой классификационной группы и в некоторых схемах четвертой классификационной группы замки, фиксирующие шасси в выпущенном положении, устанавливают в силовые и нулевые подкосы. Наличие в складывающихся подкосах смещений средних шарниров относительно крайних шарниров и относительно упоров позволяет нагружать подкосы силами сжатия, а наличие кинематических замков и пружин (см. гл. 6)

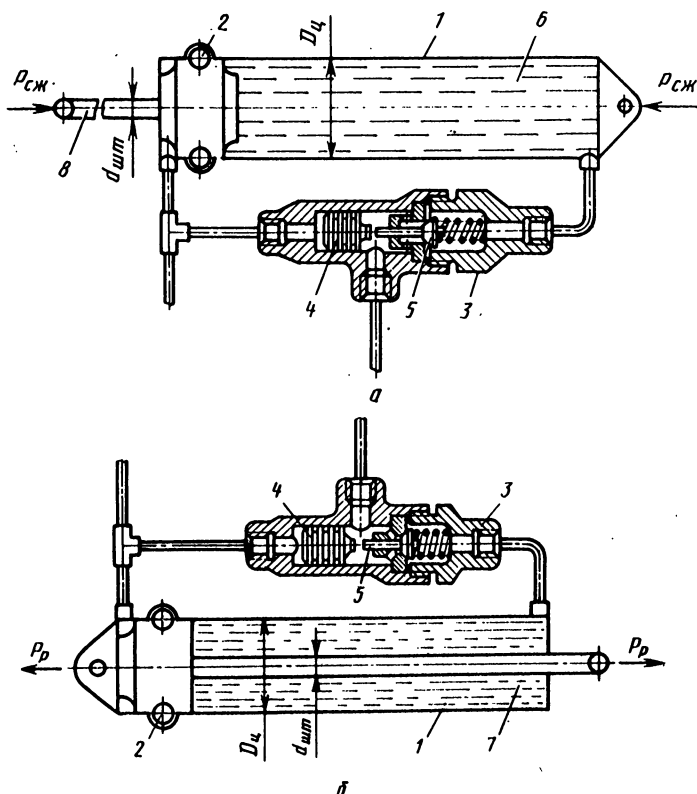


Рис. 9.3. Схема присоединения гидравлического клапана к цилиндру для дублирования механического замка:

а — клапан запирает шток в выпущенном положении; б — клапан запирает шток в убранном положении; 1 — цилиндр; 2 — замок механический; 3 — клапан, запирающий жидкость в цилиндре; 4 — поршень; 5 — клапан; 6, 7 — полости; 8 — шток; $P_{сж}$ — сила сжатия; P_p — сила растяжения

позволяет нагружать их силами растяжения. Замки складывающихся подкосов не резервируют, длительная эксплуатация на самолетах показала их высокую надежность.

Когда механические замки выпущенного положения устанавливают в гидравлических цилиндрах (схемы шасси третьей и некоторые схемы четвертой классификационных групп), их обязательно дублируют гидравлическими замками. Гидравлические замки создаются специальными клапанами, запирающими жидкость в полости цилиндра, в которой после отказа механического замка возникает давление. Это давление, действуя на рабочую площадь поршня цилиндра, уравнивает действующую на него силу. В цилиндре на схеме, приведенной на рис. 9.3, а, рабочая площадь поршня равна $\pi D_{\text{ц}}^2/4$, а запертая в полости 6 жидкость уравнивает силу $P_{\text{сж}}$. В цилиндре на схеме, приведенной на рис. 9.3, б, рабочая площадь поршня равна $\pi D_{\text{ц}}^2/4 - \pi d_{\text{шт}}^2/4$, а запертая в полости 7 жидкость уравнивает силу P_p .

Данные по эксплуатации многих самолетов подтвердили, что при отказах механических замков жидкость, запертая в цилиндре гидравлическим клапаном, надежно обеспечивает геометрическую неизменяемость силовой схемы. Давления, которые возникают в полостях 6 и 7 цилиндров при отказе механических замков и действии сил $P_{\text{сж}}$ и P_p , определяются формулами

$$p_1 = \frac{4P_{\text{сж}}}{\pi D_{\text{ц}}^2}; \quad p_2 = \frac{4P_p}{\pi (D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{шт}}^2)},$$

где p_1 — давление в полости 6; p_2 — давление в полости 7.

При давлениях, равных $(4 \dots 5) \cdot 10^7$ Па и более, гидравлический клапан целесообразно встраивать в цилиндр (см. рис. 5.9). Такое конструктивное решение увеличивает надежность из-за уменьшения числа соединений, на которые действует давление.

ЗАМКИ, УДЕРЖИВАЮЩИЕ ШАССИ В УБРАННОМ ПОЛОЖЕНИИ

Замки, удерживающие шасси в убранном положении (рис. 9.4), открываются одним цилиндром, который через челночный клапан соединяется с гидравлическими системами.

Наиболее высокую надежность имеют замки, которые соединяются с тремя системами: двумя гидравлическими (основной и дублирующей) и механической системой (рис. 9.4, а, б). Механическая система состоит из рычага управления, размещаемого в кабине, и механической проводки, состоящей из качалок, тяг, роликов, тросов и других звеньев, соединяющих рычаг с крюком замка в отсеке шасси. Наличие механической проводки позволяет пилоту или бортинженеру открывать замки, когда обе гидравлические системы (основная и дублирующая) выходят из строя из-за

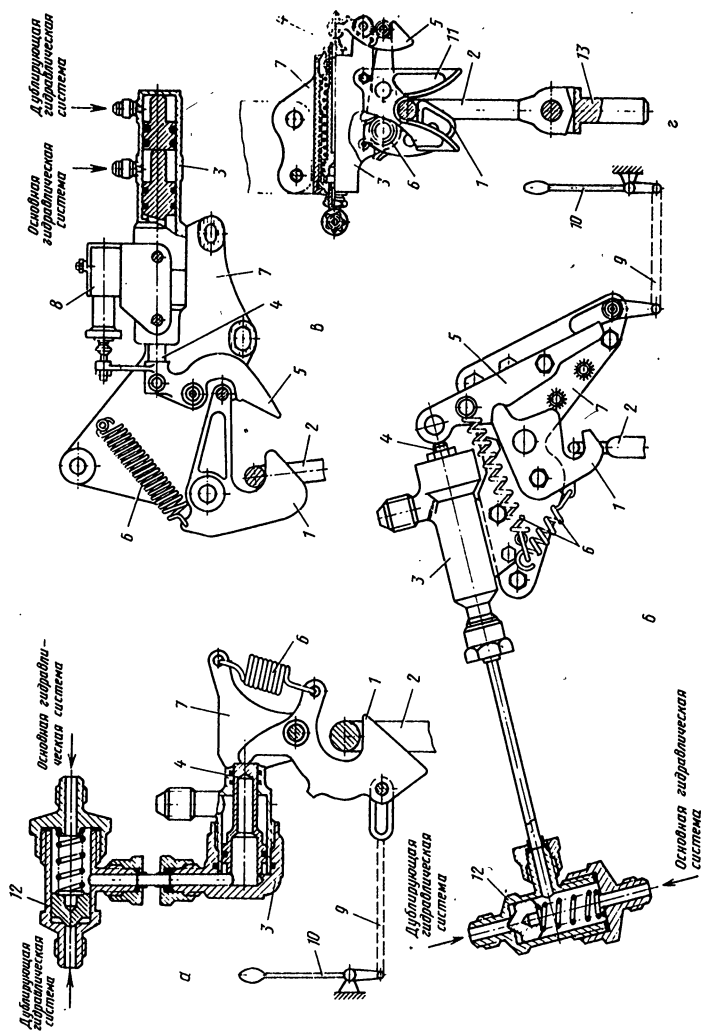


Рис. 9.4. Замки, удерживающие шасси в убранном положении:

а, б — с двумя гидравлическими и механическими системами; в, г — с двумя гидравлическими системами; 1 — крюк; 2 — пружина; 3 — цилиндр; 4 — стоп; 5 — шток; 6 — пружина; 7 — плита; 8 — преобразователь электрический; 9 — проводка механическая; 10 — рычаг управления, размещаемый в кабине; 11 — направляющая; 12 — клапан запорный; 13 — болт запорный

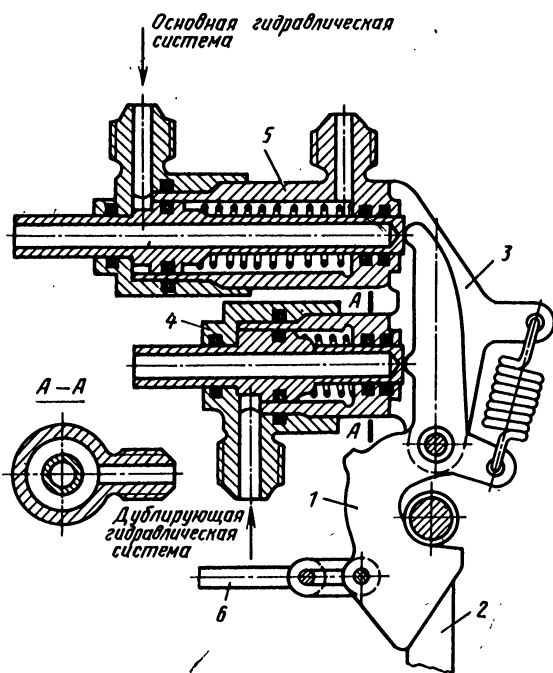


Рис. 9.5. Рациональная по надежности конструкция замка убранного положения:

1 — крюк; 2 — петля; 3 — плата; 4, 5 — цилиндры гидравлические; 6 — проводка механическая в кабину

отказов в самих системах или остановки двигателей самолета, приводящих в движение насосы.

Механическая система необходима и для открытия замка при разрушении трубопровода, соединяющего челночный клапан с цилиндром, или при отказе клапана. При разрушении трубопро-

вода жидкость сливается из обеих систем, а при отказе клапана жидкость не имеет доступа к цилиндру.

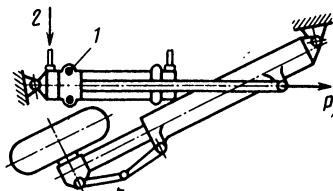
Повышение надежности работы замков, показанных на рис. 9.4, может быть достигнуто установкой в них вторых цилиндров (рис. 9.5) и разделением трубопроводов гидравлических систем (основной и дублирующей). Трубопроводы основной системы присоединяются к одному цилиндру, а дублирующей — к другому. При этом отпадает необходимость в челночных клапанах и участках трубопроводов, соединяющих их с цилиндрами, и увеличивается надежность работы замков, удерживающих шасси в убранном положении.

При уборке основных и передних опор по направлению полета механическую систему для открытия замков на самолетах не устанавливают (см. рис. 9.4, в), так как аэродинамические силы, действующие на шасси, после открытия замков не позволяют осуществить полный выпуск опор и закрытие замков, фиксирующих шасси в выпущенном положении. Однако это приводит к значительному снижению надежности шасси.

При разработке конструкций замков необходимо учитывать деформации фюзеляжа или крыла и зазоры в узлах и шарнирах силовой схемы шасси, которые могут приводить к незакрытию замков.

Рис. 9.6. Цилиндр с механическим замком, удерживающим шасси в убранном положении:

1 — замок механический; 2 — направление подвода жидкости для выпуска шасси; P — сумма аэродинамической силы и силы тяжести, приведенная к штоку



Для устранения такого дефекта в конструкциях замков следует предусматривать направляющие для захвата крюков (см. рис. 9.4, з), а в самих крюках — компенсаторы, которые позволяют им при заходе в направляющие занимать нужное положение. Компенсатором обычно служит дополнительная ось в ушковом болте, позволяющая ему отклоняться в нужном направлении.

Нецелесообразно использовать для удержания шасси в убранном положении механические замки: шариковые, секторные, цапговые и т. д., устанавливая их в цилиндр уборки и выпуска (рис. 9.6). Практика их применения себя не оправдала, хотя и упрощается монтаж гидравлической системы в отсеке шасси. При выпуске шасси силы, создаваемые цилиндром при открытии механических замков, и приведенная к их штокам сумма аэродинамической силы и силы тяжести создают в сливных трубопроводах гидравлические удары, которые приводят к появлению дефектов в арматуре и агрегатах гидравлических систем. Кроме того, механические замки, расположенные в цилиндрах, не могут быть открыты обычной механической системой при выходе из строя гидравлических систем, а установка специальных механических систем для их открытия усложняет конструкции цилиндров.

Также нецелесообразно для увеличения надежности дублировать замки убранного положения гидравлическими клапанами,

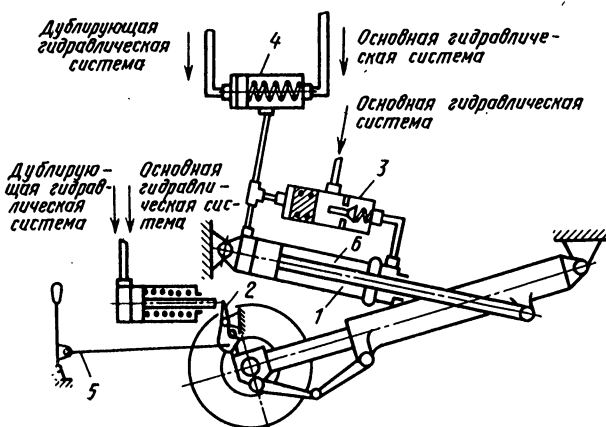


Рис. 9.7. Схема дублирования механического замка убранного положения гидравлическим клапаном:

1 — цилиндр; 2 — замок механический; 3 — клапан гидравлический; 4 — клапан челночный; 5 — подводка механическая в кабину; 6 — полость

запирая жидкость в полости б (рис. 9.7) цилиндра уборки и выпуска. При выходе их из строя основной и дублирующей гидравлических систем нельзя открыть гидравлический клапан и выпустить шасси.

ЗАМКИ ШАССИ С ДВУМЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ЦИЛИНДРАМИ УБОРКИ И ВЫПУСКА

Надежность шасси с двумя цилиндрами уборки и выпуска (см. рис. 3.23) значительно выше, чем шасси с одним цилиндром, при условии установки в замки, удерживающие шасси в убранном положении, также двух цилиндров (см. рис. 9.5). Это позволяет разъединить основную и дублирующую гидравлические системы. Появление какого-либо дефекта в одной из систем не окажет влияния на работу другой системы.

Следует отметить, что увеличение массы шасси, связанное с установкой второго цилиндра, в значительной мере компенсируется увеличением его коэффициента полноты диаграммы работы $\eta_{\text{ц}}$ (см. подразд. 2.5), а в некоторых случаях приводит и к уменьшению суммы масс шасси и гидравлических систем.

9.4. СИСТЕМА КОНТРОЛЯ ШАССИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ САМОЛЕТА

Применяемая в настоящее время система контроля за состоянием шасси при эксплуатации самолетов состоит из регламентированных и периодических осмотров и проверок, которые служат для определения повреждений конструкции и защитных покрытий, течей в соединениях и манжетных уплотнениях, зазоров в соединениях, неисправностей в работе замков, давления зарядки газом колес и амортизаторов, количества заливаемой в амортизаторы жидкости, времени выпуска и уборки и т. д.

При такой системе контроля велика трудоемкость установленных работ, а следовательно, малы показатели надежности конструкции и велики эксплуатационные расходы. Однако главный недостаток существующей системы контроля состоит в том, что она не обеспечивает своевременного обнаружения таких дефектов, как скрытые трещины в силовых элементах конструкции, которые возникают при „грубых” посадках, нарушение герметичности внутренних манжетных уплотнений, утечки жидкости из амортизаторов. Дефекты обнаруживаются после определенных происшествий, являющихся следствием поломок, недопустимого увеличения времени выпуска и уборки шасси, неуборки шасси в полете, непостановки на замки и т. д.

Не обеспечивается контроль числа и величин нагрузок, которые воздействуют на конструкцию шасси в процессе эксплуатации.

Система контроля должна обеспечивать постоянный контроль всех параметров и характеристик, от которых зависит нормальная работа конструкции, и обнаруживать дефекты до происшествия.

Установка в шасси специальных датчиков позволяет постоянно измерять значения ряда параметров, которые необходимы для контроля за работой шасси. С помощью датчиков следует контролировать следующие параметры:

- зарядные давления амортизаторов азотом и давления в процессе их сжатия;

- время уборки и выпуска шасси;

- ход амортизаторов при разбегах, посадках, пробегах и маневрировании самолета;

- давления в гидравлических системах в процессе уборки и выпуска шасси;

- силы, действующие в основных силовых элементах конструкции при разбегах, посадках, пробегах и маневрировании самолета;

- частоты и амплитуды колебаний силовых элементов;

- давления наддува в баках гидравлических систем шасси;

- температуру жидкости в баках гидравлических систем;

- зарядные давления колес.

Сигналы с датчиков по определенной схеме измерений заводятся в бортовую вычислительную машину самолета, где по составленным для каждого параметра алгоритмам производится сравнение измеренного значения параметра с установленным нормальным значением.

Значения параметров, которые выходят за установленные пределы, передаются на пульт индикации. Пилот или обслуживающий персонал могут получать значение контролируемых параметров на пульте индикации в любое время и определять техническое состояние шасси.

Такая система контроля шасси повышает культуру и надежность эксплуатации самолетов, ее использование позволяет снизить эксплуатационные расходы и число летных происшествий.

Приведенные в данном разделе рекомендации по увеличению надежности схемных и конструктивных решений шасси широко применяют на отечественных и зарубежных самолетах. Они являются результатом работы проектировщиков и конструкторов с начала применения убирающихся шасси на самолетах. Отступление от этих рекомендаций, как показала практика, приводят к значительному снижению надежности.

Глава 10. Оценка совершенства конструктивно-проектировочных решений шасси

10.1. МЕТОДИКА ОЦЕНКИ СОВЕРШЕНСТВА СИСТЕМ И АГРЕГАТОВ САМОЛЕТА

Перед конструкторами, разрабатывающими шасси, стоит задача выбора из возможных вариантов, удовлетворяющих всем предъявляемым к шасси требованиям, наиболее рационального для данного самолета. Однако сделать такой выбор непросто, так как рассматриваемые варианты отличаются массой, занимаемыми в самолете объемами и лобовыми сопротивлениями, если какая-то часть шасси не вписывается в обводы.

При рассмотрении вариантов возможных конструктивных решений систем и агрегатов самолета выбор из них наиболее рационального может быть сделан лишь с помощью научно обоснованного критерия, позволяющего количественно определить совершенство каждого варианта. При этом критерий оценки должен давать возможность оптимизировать конструкцию одновременно по нескольким параметрам рассматриваемых систем или агрегатов. Оценка конструкции с помощью такого критерия дает возможность выбрать наиболее целесообразное решение. Раздельная же оптимизация по параметрам приводит в большинстве случаев к неоптимальным решениям, так как требования, предъявляемые к конструкциям отдельными критериями, находятся в противоречии. Например, если оптимизировать конструкцию по массе, полученное решение будет противоположно решению, полученному при оптимизации по объему. Решение при оптимизации по аэродинамическому сопротивлению будет противоположно решению при оптимизации по массе и т.д.

Следовательно, только критерии, дающие возможность оптимизировать одновременно по нескольким параметрам, являются наиболее эффективными в достижении совершенной конструкции. Уровень совершенства конструкций рассматриваемого класса на стадии проектирования может быть определен путем сравнения значений критериев различных самолетов. Однако это сравнение будет возможным лишь при условии выражения критериев в безразмерной форме.

Оценку совершенства систем и агрегатов самолета можно производить с помощью энергетического критерия, выражающего затраты на них энергии двигателя.

Энергетический критерий k оценки совершенства систем и агрегатов самолета можно выразить следующей формулой:

$$k = P_{\text{д}}^{\text{с}} / P_{\text{д}}, \quad (10.1)$$

где $P_{\text{д}}^{\text{с}}$ – тяга двигателя, расходуемая на систему или агрегат; $P_{\text{д}}$ – тяга двигателя, расходуемая на поддержание режима полета самолета.

Значение $P_{\text{д}}^{\text{с}}$ может быть определено суммой

$$P_{\text{д}}^{\text{с}} = P_{\text{дГ}}^{\text{с}} + P_{\text{дW}}^{\text{с}} + P_{\text{дQ}}^{\text{с}} + P_{\text{дN}}^{\text{с}}, \quad (10.2)$$

где $P_{\text{дГ}}^{\text{с}}$ – тяга, расходуемая на поддержание в полете рассматриваемой системы или агрегата; $P_{\text{дW}}^{\text{с}}$ – тяга, расходуемая на поддержание в полете части планера, в которой размещены система или агрегат; $P_{\text{дQ}}^{\text{с}}$ – тяга, расходуемая на преодоление той части общего лобового сопротивления, которая является следствием выхода системы или агрегата за обводы самолета; $P_{\text{дN}}^{\text{с}}$ – тяга, расходуемая на обеспечение функционирования рассматриваемой системы или агрегата.

Тяга, расходуемая на поддержание в полете системы или агрегата, определяется уравнением

$$P_{\text{дГ}}^{\text{с}} = P_{\text{уд}} m^{\text{с}}, \quad (10.3)$$

где $P_{\text{уд}}$ – тяга, расходуемая на поддержание в полете 1 кг массы самолета, которая определяется отношением

$$P_{\text{уд}} = Q_{\text{кр}} / m; \quad (10.4)$$

$Q_{\text{кр}}$ – лобовое сопротивление крыла; m – масса самолета; $m^{\text{с}}$ – масса системы.

Учитывая формулу (10.4), можно написать

$$P_{\text{дГ}}^{\text{с}} = \frac{Q_{\text{кр}}}{m} m^{\text{с}} = Q_{\text{кр}} \bar{m}^{\text{с}}, \quad (10.5)$$

где $\bar{m}^{\text{с}}$ – масса системы, отнесенная к массе самолета.

Тяга, расходуемая на поддержание в полете части объема планера, в которой размещены система или агрегат, определяется формулой

$$P_{\text{дW}}^{\text{с}} = P_{\text{уд}} m_{\text{W}}, \quad (10.6)$$

где m_{W} – масса части объема самолета, в которой размещены система или агрегат, или формулой

$$P_{дW}^c = \frac{Q_{кр}}{\bar{m}} m_W = Q_{кр} \bar{m}_W. \quad (10.7)$$

Здесь

$$\bar{m}_W = m_{уд} V^c, \quad (10.8)$$

где $m_{уд}$ – средняя удельная масса самолета; V^c – объем, занимаемый системой в самолете.

Средняя удельная масса самолета определяется по формуле

$$m_{уд} = (m - \bar{m}^c) / V. \quad (10.9)$$

где V – объем самолета по наружному контуру.

В уравнении (10.9) уменьшение массы самолета на массу рассматриваемой системы или агрегата дает возможность исключить повторное влияние массы системы или агрегата на массу, эквивалентную объему части планера, в которой размещена система или агрегат, так как тяга, расходуемая на поддержание в полете массы системы или агрегата, уже была учтена в уравнении (10.3).

Тягу $P_{дQ}^c$ можно определить уравнением

$$P_{дQ}^c = c_{Xн} S \rho V^2/2, \quad (10.10)$$

где $c_{Xн}$ – коэффициент лобового сопротивления надстройки (гондолы, обтекателя и т. д.), выходящей за обводы самолета, которая образовалась вследствие размещения рассматриваемой системы или агрегата; ρ – плотность воздуха; S – площадь крыла.

Тяга P_d^c , расходуемая на систему или агрегат самолета, может быть определена формулой

$$P_d^c = Q_{кр} \bar{m}^c + Q_{кр} \bar{m}_W + c_{Xн} S \rho V^2/2 + P_{дN}^c. \quad (10.11)$$

В условиях горизонтального полета

$$Q_{сам} = c_X S \rho V^2/2; \quad (10.12)$$

$$Q_{кр} = c_{Xкр} S \rho V^2/2, \quad (10.13)$$

где $Q_{сам}$ – лобовое сопротивление самолета; c_X – коэффициент лобового сопротивления самолета; $c_{Xкр}$ – коэффициент лобового сопротивления крыла.

Подставив в уравнение (10.1) P_d^c из уравнения (10.11) и используя уравнения (10.12) и (10.13), получим

$$k = \frac{P_d^c}{P_d} = \frac{c_{Xкр} S \rho V^2/2 \bar{m}^c + c_{Xкр} S \rho V^2/2 \bar{m}_W + c_{Xн} S \rho V^2/2 + P_{дN}^c}{c_X S \rho V^2/2} \quad (10.14)$$

или

$$k = \frac{1}{c_{xH}} \left[c_{x_{кр}} (\bar{m}^c + \bar{m}_w) + c_{xH} + \frac{P_{дN}^c}{S \rho V^2/2} \right]. \quad (10.15)$$

При расчетах значений критерия k для самолетов, у которых помимо крыла несущим является и фюзеляж, удельную тягу определяют уравнением

$$P_{уд} = (Q_{кр} + \Delta Q_{\phi})/m, \quad (10.16)$$

где ΔQ_{ϕ} – увеличение лобового сопротивления фюзеляжа, связанное с созданием подъемной силы.

Сумма $Q_{кр} + \Delta Q_{\phi}$ определяется с помощью поляры, полученной для крыла и фюзеляжа на режиме полета, для которого определяется значение критерия. С помощью поляры и уравнения $(c_{y_{кр}} + \Delta c_{y_{\phi}}) S \rho V^2/2 = G$, где $c_{y_{кр}}$ – коэффициент подъемной силы крыла; $\Delta c_{y_{\phi}}$ – приращение коэффициента подъемной силы фюзеляжа, определяется угол атаки, на котором выполняется полет, и сумма лобовых сопротивлений крыла и фюзеляжа. Следовательно, для самолетов с несущим фюзеляжем значение критерия определяется уравнением

$$k = \frac{1}{c_{xH}} \left[(c_{x_{кр}} + \Delta c_{x_{\phi}}) (\bar{m}^c + \bar{m}_w) + c_{xH} + \frac{P_{дN}^c}{S \rho V^2/2} \right], \quad (10.17)$$

где $\Delta c_{x_{\phi}}$ – приращение коэффициента лобового сопротивления фюзеляжа.

Энергетический критерий оценки совершенства конструкций устанавливает связь параметров конструкции с аэродинамикой и компоновкой самолета. Одна часть членов, входящих в уравнения (10.14) и (10.17), зависит от конструктивных параметров и характеристик рассматриваемой системы или агрегата, а другая часть – от совершенства компоновки и характеристик самолета. Согласно критерию k из рассматриваемых вариантов конструктивно-проектировочных решений какого-либо агрегата или системы наилучшим является вариант, который соответствует минимальным затратам тяги двигателя.

Для расчета критериев совершенства шасси необходимо определить массу шасси, объемы, занимаемые шасси в самолете, и лобовое сопротивление обтекателей, если какие-либо элементы шасси выходят за обводы самолета.

Если же при разработке варианта шасси его размещение на самолете приводит к искривлению канала забора воздуха силовой установкой, потерям скоростного напора и уменьшению тяги двигателя, это должно быть соответствующим образом учтено в уравнении критерия.

10.2. ВЕСОВОЙ СОСТАВ ШАССИ САМОЛЕТА

Масса шасси $m_{ш}$ является одной из основных величин, определяющих затраты мощности на его перемещение, и от точности, с которой определена эта масса, зависит точность оценки совершенства шасси по предложенному энергетическому критерию. Однако по существующим статистическим зависимостям относительная масса шасси определяется не однозначно, так как до настоящего времени строго не установлено, массы каких деталей, узлов, агрегатов и систем образуют массу шасси самолета.

Наиболее полное и точное значение массы шасси может быть получено при условии ее формирования по функциональному принципу. Под функциональным принципом следует понимать определенное совместное взаимодействие деталей, узлов, агрегатов и подсистем, которое обеспечивает нормальное функционирование системы. Следовательно, в массу шасси должны быть включены массы всех деталей, узлов, агрегатов и систем, которые функционально связаны с шасси.

Согласно функциональному принципу уравнение массы шасси записывается в виде суммы:

$$m_{ш} = m_{ш1} + m_{ш2} + m_{ш3} + m_{ш4} + m_{ш5} + m_{ш6} + m_{ш7} + m_{ш8} + m_{ш9} + m_{ш10} + m_{ш11} + m_{ш12} \pm \Delta m, \quad (10.18)$$

где $m_{ш1}$ – масса силовых элементов конструкции шасси; $m_{ш2}$ – масса амортизаторов; $m_{ш3}$ – масса гидравлических цилиндров (приводов) уборки и выпуска шасси; $m_{ш4}$ – масса створок с механическими приводами их открытия и закрытия; $m_{ш5}$ – масса колес (лыж); $m_{ш6}$ – масса тормозной системы; $m_{ш7}$ – масса систем управления гидравлическими цилиндрами уборки и выпуска шасси, приводами створок, аварийными системами и источниками энергии; $m_{ш8}$ – масса системы управления поворотом колес и демпфирования колебаний; $m_{ш9}$ – масса системы управления режимами работы амортизаторов шасси; $m_{ш10}$ – масса системы контроля работы шасси; $m_{ш11}$ – масса узлов крепления шасси к конструкции самолета; $m_{ш12}$ – масса силовых конструкций самолета, связанных с установкой шасси; $\pm \Delta m$ – увеличение или уменьшение массы силовых элементов конструкции планера, связанных с установкой шасси.

Уравнение (10.18) дает полное представление о слагаемых массы шасси самолета. В массу $m_{ш7}$ в этом уравнении включена масса той части общей гидравлической системы самолета, которая установлена для обслуживания шасси. Для схемы шасси, в которой силовой подкос одновременно является и механизмом уборки и выпуска, массу силовых элементов $m_{ш1}$ и массу цилиндров уборки и выпуска $m_{ш3}$ следует выразить одним слагаемым. Для шасси, в которых опорная балка – силовой элемент схемы является одновре-

менно амортизатором, массу силовых элементов схемы $m_{ш1}$ и массу амортизаторов $m_{ш2}$ также следует выразить одним слагаемым.

В уравнение (10.18) с течением времени могут добавляться и новые слагаемые, появление которых является следствием новых требований, предъявляемых к шасси, например тепловой защиты, или усовершенствований в процессе новых разработок.

Уравнение (10.18) дает возможность однозначно определить массу шасси любого самолета и избавиться от ошибок и неточностей при ее определении вследствие наличия различных точек зрения на состав шасси.

Уравнение массы шасси (10.18), записанное в относительной форме, имеет вид

$$\bar{m}_{ш1} + \bar{m}_{ш2} + \bar{m}_{ш3} + \dots = 1, \quad (10.19)$$

где $\bar{m}_{ш1} = m_{ш1}/m_{ш}$, $\bar{m}_{ш2} = m_{ш2}/m_{ш}$, $\bar{m}_{ш3} = m_{ш3}/m_{ш}$ – относительные массы составляющих полной массы шасси.

Уравнение (10.18) дает возможность провести анализ конструктивных решений шасси самолета. Высокая массовая эффективность самолета может быть достигнута лишь при рациональном объединении всех систем с силовыми элементами планера. Необходимо, чтобы системы, стыкуемые с планером, выполняли свои функции и вместе с тем не приводили к увеличению его массы.

Значение члена Δm в уравнении (10.18) определяет рациональность стыковки масс шасси и планера.

Отрицательные значения Δm определяют разгрузку части силовых элементов крыла и фюзеляжа путем уменьшения их массы.

Положительные значения Δm свидетельствуют о нерациональной стыковке шасси и планера.

10.3. ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КРИТЕРИЯ ОЦЕНКИ СОВЕРШЕНСТВА ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ СИСТЕМ И АГРЕГАТОВ САМОЛЕТА

При компоновке самолета в некоторых случаях может оказаться, что применение совершенной конструкции какой-либо системы или агрегата приводит к усложнению других систем самолета. В таких случаях перед конструктором стоит задача рассмотрения нескольких вариантов возможных конструктивных решений и выбора из них наиболее целесообразного.

Оценка взаимосвязанных систем без использования формулы (10.18), когда изменяются их массы, объемы, лобовое сопротивление и т.д., не представляется возможной, так как существующие методы оценки не учитывают объемы, занимаемые отдельными системами и агрегатами. Применение энергетического критерия для сравнения различных компоновочных решений, когда улучшение показателей одних систем приводит к ухудшению массовых и объемных по-

казателей других его систем, дает возможность научно обоснованно количественно оценить каждый вариант и выбрать наиболее целесообразный.

При оценке по энергетическому критерию совершенной, близкой по своим параметрам к оптимальной, системой является система, имеющая минимальные затраты тяги двигателя на поддержание ее в полете и на ее функционирование на расчетных для данного самолета режимах полета. Для рассматриваемых вариантов (I, II, III и т. д.) конструктивных решений уравнения для определения энергетических затрат запишутся в виде

$$P_d^I = P_{dG}^I + P_{dW}^I + P_{dQ}^I + P_{dN}^I ; \quad (10.20)$$

$$P_d^{II} = P_{dG}^{II} + P_{dW}^{II} + P_{dQ}^{II} + P_{dN}^{II} ; \quad (10.21)$$

$$P_d^{III} = P_{dG}^{III} + P_{dW}^{III} + P_{dQ}^{III} + P_{dN}^{III} . \quad (10.22)$$

Число уравнений соответствует числу рассматриваемых вариантов конструкций.

10.4. СООТНОШЕНИЕ МЕЖДУ МАССАМИ СИСТЕМ И АГРЕГАТОВ И ОБЪЕМАМИ, ЗАНИМАЕМЫМИ ИМИ В САМОЛЕТЕ

Для получения совершенства шасси при использовании энергетического критерия необходимо найти решение уравнения (10.15) или (10.17), при котором сумма $\bar{m}_{ш}$ и $\bar{m}_w$ минимальна.

Сумма $\bar{m}_{ш} + \bar{m}_w$ может иметь два минимальных значения, соответствующих оптимальному решению задачи, одно из которых можно получить уменьшением массы $\bar{m}_{ш}$ и второе – уменьшением массы $\bar{m}_w$ (рис. 10.1). Однако зависимость $\bar{m}_{ш} + \bar{m}_w = f(V_{ш})$, где

$V_{ш}$ – объем, занимаемый шасси в самолете должна иметь один минимум (рис. 10.2).

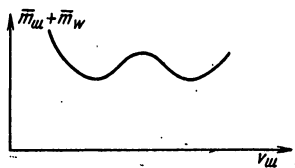
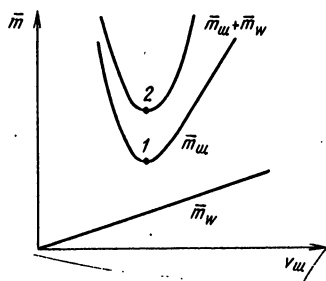


Рис. 10.2. Зависимости $\bar{m} = f(V_{ш})$ для определения минимума зависимости $\bar{m}_{ш} + \bar{m}_w = f(V_{ш})$

Рис. 10.1. Зависимость $\bar{m}_{ш} + \bar{m}_w = f(V_{ш})$



Минимальное значение функции имеет в точке 1, которая соответствует таким площадям сечений

силовых элементов, при которых они не теряют устойчивость и позволяют получить максимальное значение моментов сопротивлений при работе на изгиб и кручение. Сдвиг влево от точки 1 приводит к увеличению массы, так как те же потребные моменты сопротивления достигаются увеличением толщины стенок деталей из-за уменьшения их площадей сечения при уменьшении объема, занимаемого шасси, а сдвиг вправо приводит к увеличению массы из-за увеличения размеров деталей и объема, занимаемого шасси.

Зависимость $\bar{m}_w = f(V_{ш})$ является прямой линией, так как $\bar{m}_w = m_{уд} V_{ш}$.

Суммирование раздельно представленных зависимостей $\bar{m}_{ш} = f(V_{ш})$ и $\bar{m}_w = f(V_{ш})$ дает возможность определить единственный имеющийся минимум зависимости $\bar{m}_{ш} + \bar{m}_w = f(V_{ш})$ — точку 2.

Минимум $\bar{m}_{ш} + \bar{m}_w = f(V_{ш})$ достигается при определенном соотношении между массой шасси и занимаемым им объемом. Полученный вывод показывает, что оптимальная или совершенная конструкция шасси может быть создана лишь при определенном соотношении между ее массой и объемом.

Список литературы

1. Александров В. Г., Майоров А. В., Потюков Н. П. Авиационный технический справочник. М.: Транспорт, 1975. 430 с.
2. Анцелиович Л. Л. Надежность, безопасность и живучесть самолета. М.: Машиностроение, 1985. 294 с.
3. Бирюк В. И., Липин Е. К., Фролов В. М. Методы проектирования конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1977. 227 с.
4. Бойцов Б. В. Надежность шасси самолета. М.: Машиностроение, 1976. 214 с.
5. Гидравлические системы транспортных самолетов /Ж. С. Черненко, Г. С. Лагосюк, Г. Н. Никулинский и др. М.: Транспорт, 1975. 192 с.
6. Зайцев В. Н., Ночевкин Г. Н. Конструкция и прочность самолетов. Киев: Висша школа, 1974. 541 с.
7. Зайцев В. Н., Рудаков В. Л. Конструкция и прочность самолетов. Киев: Висша школа, 1978. 486 с.
8. Зверев И. И., Коконин С. С. Проектирование авиационных колес и тормозных систем. М.: Машиностроение, 1973. 222 с.
9. Нормы летной годности гражданских самолетов СССР. Межведомственная комиссия по нормам летной годности гражданских самолетов СССР. 1974. 344 с.
10. Методы нормирования расчетных условий прочности самолетов. / А. И. Макаревский, Н. Н. Корчемкин, Т. А. Француз и др. М.: Машиностроение, 1975. 280 с.
11. Одинокоев Ю. Г. Расчет самолета на прочность. М.: Машиностроение, 1973. 390 с.
12. Теория и практика проектирования пассажирских самолетов. М.: Наука, 1976. 430 с.
13. Тимошенко С. П. Курс сопротивления материалов. М.: Наука, 1965. 364 с.
14. Торенбик Э. Проектирование дозвуковых самолетов. М.: Машиностроение, 1972. 647 с.
15. Шейнин В. М. Весовая и транспортная эффективность пассажирских самолетов. М.: Машиностроение, 1972. 307 с.

Оглавление

Предисловие	3
Сокращения	4
Глава 1. Назначение шасси, требования, предъявляемые к ним, и типы шасси ...	5
1.1. НАЗНАЧЕНИЕ ШАССИ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ..	5
1.2. ТИПЫ ШАССИ	6
1.3. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ШАССИ (ПРИ- ВЯЗКА ОПОР С КОЛЕСАМИ К САМОЛЕТУ)	13
Глава 2. Построение кинематических схем уборки и выпуска шасси.	18
2.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ УБОРКИ И ВЫПУСКА ШАССИ, РАСПО- ЛОЖЕННЫЕ В ПЛОСКОСТЯХ $ХОУ$ И $УОZ$ САМОЛЕТА И ПАРАЛЛЕЛЬ- НЫХ ИМ ПЛОСКОСТЯХ.	18
2.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ УБОРКИ И ВЫПУСКА ШАССИ, РАСПО- ЛОЖЕННЫЕ НЕ В ПЛОСКОСТЯХ $ХОУ$ И $УОZ$ И НЕ В ПЛОСКОСТЯХ; ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ ИМ	20
2.3. МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА УБОРКИ И ВЫ- ПУСКА ШАССИ	26
2.4. МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕ- МЫ	28
2.5. МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВА УСТАНОВКИ ЦИЛИНДРА УБОРКИ И ВЫПУСКА ШАССИ В КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЕ	29
Глава 3. Классификация убирающихся шасси и их конструкции.	32
3.1. ПРИЗНАКИ КЛАССИФИКАЦИИ.	32
3.2. ПЕРВАЯ КЛАССИФИКАЦИОННАЯ ГРУППА ШАССИ	34
3.3. ВТОРАЯ КЛАССИФИКАЦИОННАЯ ГРУППА ШАССИ	39
3.4. ТРЕТЬЯ КЛАССИФИКАЦИОННАЯ ГРУППА ШАССИ	41
3.5. ЧЕТВЕРТАЯ КЛАССИФИКАЦИОННАЯ ГРУППА ШАССИ	42
3.6. СПОСОБЫ УСТАНОВОК КОЛЕС В СХЕМЫ ШАССИ.	45
3.7. СПОСОБЫ УСТАНОВКИ АМОРТИЗАТОРОВ В СХЕМЫ ШАССИ	46
3.8. СПОСОБЫ ПОВОРОТОВ И ЛИНЕЙНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КОЛЕС И АМОРТИЗАТОРОВ В СХЕМАХ ШАССИ.	51
Глава 4. Амортизационная система самолета	73
4.1. ЭНЕРГИЯ УДАРА САМОЛЕТА ПРИ ПОСАДКЕ	73
4.2. АВИАЦИОННЫЕ КОЛЕСА.	77
4.3. АВИАЦИОННЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ	106
4.4. СНИЖЕНИЕ СИЛ, МНОГОКРАТНО НАГРУЖАЮЩИХ ШАССИ, АКТИВ- НЫМ АМОРТИЗАТОРОМ	139
4.5. ВЫБОР ТИПА АМОРТИЗАТОРА ДЛЯ САМОЛЕТА	144
Глава 5. Гидравлические цилиндры	146
5.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ	146
5.2. ЦИЛИНДРЫ ОДНОСТОРОННЕГО И ДВУХСТОРОННЕГО ДЕЙСТВИЯ	147
5.3. ЦИЛИНДРЫ С МЕХАНИЧЕСКИМИ ЗАМКАМИ	151
Глава 6. Складывающиеся подкосы.	164
6.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА И КОНСТРУКЦИИ	164
6.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ НЕИЗМЕНЯЕМОСТЬ СИЛОВЫХ СХЕМ ШАССИ С ПОДКОСАМИ БЕЗ ЗАМКОВ	169

Глава 7. Створки шасси.	174
7.1. НАЗНАЧЕНИЕ СТВОРОК И РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ ВЫБОРА ИХ ПАРАМЕТРОВ И КОНСТРУКЦИЙ	174
7.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ОТКРЫТИЕМ И ЗАКРЫТИЕМ СТВОРОК	175
7.3. ЗАМКИ	186
Глава 8. Управление движением самолетов на ВПП и при маневрировании	188
8.1. УПРАВЛЯЮЩИЕ МОМЕНТЫ	188
8.2. КОЛЕБАНИЯ КОЛЕС НА ПЕРЕДНИХ ОПОРАХ	189
8.3. ДЕМПФЕРЫ ШИММИ	190
8.4. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ КОЛЕС ПЕРЕДНЕЙ ОПОРЫ	195
Глава 9. Надежность схемных и конструктивных решений шасси	201
9.1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ СХЕМЫ ШАССИ	201
9.2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ УБОРКИ И ВЫПУСКА ШАССИ	204
9.3. ЗАМКИ	
9.4. СИСТЕМА КОНТРОЛЯ ШАССИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ САМОЛЕТА	212
Глава 10. Оценка совершенства конструктивно-проектировочных решений шасси	214
10.1. МЕТОДИКА ОЦЕНКИ СОВЕРШЕНСТВА СИСТЕМ И АГРЕГАТОВ САМОЛЕТА	214
10.2. ВЕСОВОЙ СОСТАВ ШАССИ САМОЛЕТА	218
10.3. ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КРИТЕРИЯ ОЦЕНКИ СОВЕРШЕНСТВА ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ СИСТЕМ И АГРЕГАТОВ САМОЛЕТА	221
10.4. СООТНОШЕНИЕ МЕЖДУ МАССАМИ СИСТЕМ И АГРЕГАТОВ И ОБЪЕМАМИ, ЗАНИМАЕМЫМИ ИМИ В САМОЛЕТЕ	222
Список литературы	224

Н.А. Кондрашов Проектирование убирающихся шасси самолетов