

В.Н. ДАЛИН, С.В. МИХЕЕВ

КОНСТРУКЦИЯ ВЕРТОЛЕТОВ

*Допущено Министерством образования
Российской Федерации в качестве учебника для студентов
высших учебных заведений, обучающихся по направлению
подготовки бакалавров и магистров «Авиа- и ракетостроение»
и специальности «Самолето- и вертолетостроение» направления
подготовки дипломированных специалистов «Авиастроение»*



Москва
Издательство МАИ
2001

ББК 27.5.14.4

Д 15

Федеральная целевая программа книгоиздания России

Рецензенты:

д-р техн. наук, гл. конструктор АООТ «Камов»

Ю.Г. Соколов;

*Казанский государственный технический
университет им. А.Н. Туполева*

Д 15

Далин В.Н., Михеев С.В. Конструкция вертолетов: Учебник. — М.: Изд-во МАИ, 2001. — 352 с.: ил.

ISBN 5-7035-2330-3

Излагаются: состав, назначение, устройство и процесс конструирования основных агрегатов и систем; конструктивно-силовые и кинематические схемы агрегатов, конструкций деталей и узлов агрегатов.

Для студентов, обучающихся по направлению «Авиастроение» специальности «Самолето- и вертолетостроение», а также для специалистов вертолетных ОКБ.

Д 2705140400 – 438
094 (02) – 01

ББК 27.5.14.4

ISBN 5-7035-2330-3

© В.Н. Далин, С.В. Михеев, 2001

Основные обозначения и сокращения

B	— колея шасси
b	— хорда лопасти, крыла
\bar{c}	— относительная толщина лопасти, крыла
δ	— угол отклонения какого-либо органа управления
E	— модуль нормальной упругости материала
σ	— напряжение
F	— площадь
Π	— периметр
f	— коэффициент трения
G	— вес
m	— масса

$$\bar{m}_k = \frac{m_k}{m_0} \text{ — относительная масса конструкции}$$

g	— ускорение силы тяжести
γ	— удельный вес
R	— радиус
l	— размах
λ	— удлинение
η	— сужение
V	— скорость

НВ	— несущий винт
РВ	— рулевой винт
ВПП	— взлетно-посадочная полоса
ЭП	— эластомерный подшипник
КСС	— конструктивно-силовая схема
ККС	— конструктивно-кинематическая схема
ЛА	— летательный аппарат
СУ	— силовая установка
ГТД	— газотурбинный двигатель
ТВД	— турбовинтовой двигатель
ГШ	— горизонтальный шарнир
ВШ	— вертикальный шарнир
ОШ	— осевой шарнир
ЦТ	— центр тяжести
ЦЖ	— центр жесткости
ЦД	— центр давления
ПОС	— противообледенительная система
ПЗУ	— пылезащитная установка
КМ	— композиционный материал
ВТ	— валы трансмиссии
МСХ	— муфты свободного хода

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий учебник соответствует программе курса «Конструкция вертолетов» для авиационных вузов. Эта программа предшествует курсу «Проектирование вертолетов», поэтому в учебнике даны предварительные краткие сведения о содержании этапов создания вертолета и соответствующие общие и частные критерии эффективности летательных аппаратов.

Учебник состоит из введения и семи глав. В книге рассмотрены основные задачи процесса конструирования агрегатов вертолетов и условия нагружения, определяющие прочность вертолета и его основных агрегатов.

Общие для всех агрегатов вопросы формирования их массы вынесены в отдельную главу. Вопросы формирования конструктивно-силовой и конструктивно-кинематической схемы основных агрегатов вертолета имеют свою специфику, поэтому они рассматриваются применительно к агрегату и излагаются в соответствующей главе.

В учебнике сделана попытка обобщить накопленный опыт конструирования агрегатов вертолетов в отечественной и зарубежной практике и сформулировать базу знаний для творческой конструкторской работы молодых специалистов в области вертолетостроения.

Авторы считают своим долгом отметить большой вклад в окончательное формирование рукописи учебника ведущих специалистов в вертолетной промышленности, в частности специалистов-агрегатчиков МВЗ им. М.Л. Миля и ВНТК им. Н.И. Камова.

Авторы выражают также благодарность канд. техн. наук, доц. О.А. Завалову за ценные предложения, сделанные в процессе подготовки рукописи к изданию.

При написании учебника были использованы проверенные на практике методы конструирования, силовые и кинематические схемы, расчетные и иллюстрационные графики и т. д. основных агрегатов вертолета.

Введение и глава 1 написаны С.В. Михеевым, главы 2, 3, 4, 5, 6, 7 — В.Н. Далиным.

Использованные источники информации соответствуют порядковому номеру в списке литературы:

Введение — [14], [27], [28], [36], [39], [40], [41], [42], [44].

Глава 1 — [5], [13], [17], [26], [27], [28], [32], [36], [37], [39], [40], [42], [46], [47].

Глава 2 — [4], [6], [14], [19], [20], [21], [26], [31], [33], [35], [36], [38], [47].

Глава 3 — [6], [7], [9], [10], [13], [14], [15], [16], [24], [216], [36], [42].

Глава 4 — [2], [3], [5], [6], [10], [14], [23], [26], [36], [40], [42].

Глава 5 — [10], [13], [22], [36], [47].

Глава 6 — [10], [13], [18], [26], [34], [36], [42].

Глава 7 — [1], [10], [11], [12], [13], [19], [24], [25], [26], [27], [29], [30], [36], [40], [43].

ВВЕДЕНИЕ

Проектирование — это искусство, подобное любому другому из видов творческой деятельности человека.

Талант, вдохновение, озарение... слова, с которыми мы встречаемся при описании деятельности поэтов, писателей, а также такие понятия, как *мастерство исполнителя* (когда речь идет, к примеру, о музыканте), в равной мере могут быть применимы и к профессии инженера.

Великий Леонардо да Винчи считал себя прежде всего инженером.

Искусство нельзя разделять на более сложные или менее сложные виды, но каждый из видов искусства имеет свои законы мастерства, и любой человек, пожелавший заняться творчеством, обязан их знать. Много говорят об интуиции. Да, она существует. Скажем прямо, сегодня мы не можем обосновать природу этого явления, но от этого отрицать свойство интуиции или способность предвидения нельзя. Слишком убедительны примеры блестящей инженерной деятельности практически во всех областях техники.

Подобно тому, как человека учат искусству танца или игре на скрилке, можно научить и искусству проектирования. В наших конструкторских бюро есть такое понятие: *конструктор от бога*. Оно недалеко от истины, и точно знаю — такой человек любит свое дело, свое признание.

Итак...

Приступая к работе над проектом, конструктор должен знать технологию принятия решения.

Постарайтесь сформулировать для себя (и окружающих) ответы на вопросы в такой последовательности:

- цели,
- задачи,
- методы.

От четкости сформулированных ответов по целям и задачам прежде всего зависит успех дела и эффективность вашей деятельности.

О методах — в конечном счете — и пойдет речь в этой книге.

Понятие «цель работы» возглавляет иерархическую пирамиду последовательности действий. Обозначенная вами цель, безусловно, должна быть сориентирована на конечный результат. Само собой разумеется, что любая работа может содержать последовательную цепь целей, как угодно детализированных, однако это не меняет общего подхода.

Разбиение процесса на последовательные этапы очень важно для начинающих проектировщиков, поскольку это позволяет сосредоточиться на поиске решения и таким образом дисциплинировать свое мышление. Умение расчленять процесс приходит с опытом: здесь нет и не может быть четких рекомендаций.

Вы обязаны верить в то, что цель реально достижима, даже если это научный поиск.

Технический и технологический уровень, равно как и затраты, которые вы планируете совершить, помогут вам оценить целесообразность задуманного. Не отчаивайтесь — воистину искусство проектирования есть искусство компромиссов.

Авиационное производство в силу своей специфики требует высоких капитальных затрат, однако и они составляют только 20—30% общих затрат, которые необходимо предусмотреть, с учетом эксплуатации, поддержания необходимого уровня безопасности полетов, ремонта и т.п., поэтому в обязательном порядке

следует определить затраты на поддержание парка ЛА в течение всего жизненного цикла.

Современная авиакомпания или крупные потребители, к примеру Военно-воздушные силы страны, в сценарии будущего жизненного цикла стараются учесть все возможные коллизии, которые неизбежно скажутся на затратах: инфляцию, вынужденные простои, утрату части парка ЛА, возможное удорожание запасных частей и многое другое. Чем точнее и предусмотрительнее будет выполнена эта работа, тем лучше.

Где бы ни применялась авиационная техника, в военной или гражданской области, работа, выполненная ею, оценивается в затратах, которые необходимы обществу заплатить. И если общество мирится с необходимостью платить за работы, выполняемые авиацией, то это совершенно не значит, что оно готово платить любую цену. Именно условия рынка дают возможность обществу «надеть уздечку» на рост цен.

Конкурентоспособность — наиглавнейшая задача, которая решается при любом проектировании чего-то нового.

В авиации чаще всего критерием выступает стоимость часа эксплуатации летательного аппарата. Следовательно, чем дешевле ваша конструкция, чем долговечнее она, чем меньше трудоемкость ее обслуживания, чем ниже затраты на обслуживающий персонал, тем она выгоднее.

Работу, выполняемую в течение часа эксплуатации ЛА, принято считать часовой производительностью.

Величина абсолютно всех затрат, которые вынужден нести эксплуатант ЛА (эксплуатационные затраты, затраты на топливо, жидкости и газы, аэродромные услуги, затраты на администрацию и персонал, страховки и т.д.), отнесенная к одному часу эксплуатации и поделенная на часовую производительность, дает нам экономическую характеристику проделанной работы. Сравнение этих характеристик у альтернативных вариантов решения одной и той же задачи позволит судить об экономической эффективности.

Экономическая эффективность чаще всего лежит в основе побудительных мотивов коммерческой деятельности. Этот подход неминуемо возобладает и в военной области.

За последние 50 лет в отечественной и зарубежной практике предлагалось немало частных критериев эффективности. Этими критериями удобно и нужно пользоваться при сравнительной оцен-

ке различных альтернативных вариантов решения одной и той же задачи.

Транспортная эффективность ЛА основана на сопоставлении предполагаемой производительности с затратами масс ЛА и топливной эффективности двигателя:

$$T_{\text{тр.эф}} = \frac{m_{\text{кн}} L V_{\text{р}}}{m_{\text{п.сн}} m_{\text{т}}},$$

где $m_{\text{кн}}$ — масса коммерческой нагрузки; L — дальность полета; $V_{\text{р}} = k_{\text{в}} V_{\text{кр}}$ — рейсовая (средняя) скорость полета; $V_{\text{кр}}$ — крейсерская скорость; $k_{\text{в}}$ — коэффициент потерь времени на маневрирование до взлета и посадки, набор высоты и снижение; $m_{\text{п.сн}}$ — масса пустого снаряженного ЛА; $m_{\text{т}}$ — масса топлива.

Этот критерий зависит от технических показателей ЛА, таких как весовая отдача, аэродинамическое качество, удельный расход топлива двигателей.

Производственная эффективность вертолета отражает его совершенство как объект промышленного производства и зависит от таких свойств конструкции, как технологичность, взаимозаменяемость, уровень нормализации и т.п.

Эксплуатационная эффективность (системно-техническое обслуживание) вертолета отражает его совершенство как объекта технической эксплуатации. Она зависит от таких признаков, как долговечность, надежность, эксплуатационная технологичность вертолета и т.п.

Техническая эффективность вертолета оценивается как себестоимость тонно-километра:

$$a = \frac{A}{k_{\text{кн}} m_{\text{кн}} V_{\text{р}}},$$

где A — расходы на эксплуатацию вертолета в течение одного летного часа; $k_{\text{кн}}$ — коэффициент коммерческой нагрузки, учитывающий среднегодовую неполную загрузку вертолета.

Целевая эффективность отражает степень соответствия характеристик вертолета заданным требованиям по скорости, дальности, грузоподъемности, степени комфорта и т.д. Этот вид эффективности находит свое отражение в величине научно обоснованных тарифов на перевозки.

Капиталоемкость определяет стоимость вертолета и сопряженных с ним объектов, необходимых для выполнения в определенное время заданного объема перевозок при прочих равных условиях.

Экономическая эффективность — многоплановый критерий. Определяется она сопоставлением затрат с получаемым экономическим эффектом.

Процесс проектирования ЛА, в том числе и вертолетов, состоит из следующих этапов: разработка тактико-технических требований, разработка аванпроекта (design specification), эскизное проектирование, макетирование, компоновка и увязка, разработка технических заданий на проектирование, рабочее проектирование.

Весь процесс проектирования ЛА сопровождается весовыми расчетами: от прогнозов массы агрегатов на этапе аванпроекта до скрупулезного учета всех затрат массы при рабочем проектировании.

Весовая культура — непреложный закон любого успешно работающего конструкторского бюро.

Анализ стоимостных характеристик показывает, что при высокой культуре эксплуатации выгоднее создавать более дорогостоящие, но совершенные в весовом отношении и в эксплуатации вертолеты. В связи с этим необходимо критически относиться к традиционным технологическим решениям и использованию проверенных в эксплуатации, но морально устаревших конструктивных решений.

В отличие от других ЛА, у вертолетов суммарная масса агрегатов, ресурс которых определяется усталостной прочностью, составляет более половины массы пустого вертолета. Поэтому важнейшей задачей, стоящей перед конструктором вертолетов, является обеспечение ресурса по условиям выносливости. Т.е. усталостная прочность конструкции вертолета и его агрегатов под воздействием повторяющихся в эксплуатации нагрузок в течение определенной работы (назначенного ресурса) должна гарантировать отсутствие появления усталостных повреждений или разрушений, которые могут непосредственно привести к катастрофической ситуации. Это требование, помимо создания соответствующей конструкции вертолета и его агрегатов, должно обеспечиваться производственно-технологическими процессами изготовления и ремонта, техническим обслуживанием и соблюдением установленных правил и условий эксплуатации.

Технологические процессы изготовления элементов конструкции вертолета должны быть стабильными и обеспечивать постоян-

ство характеристик деталей и узлов, влияющих на их работоспособность в пределах установленных ресурсов и сроков службы в ожидаемых условиях эксплуатации.

В процессе эксплуатации должен осуществляться систематический контроль состояния конструкции, обеспечивающий выявление факторов, которые приводят к недопустимому снижению усталостной прочности конструкции (коррозия, износ, случайные механические повреждения).

Материалы для изготовления агрегатов необходимо выбирать с учетом ожидаемых условий эксплуатации. Механические, физические и другие свойства выбранных материалов должны соответствовать стандартам, нормативам, техническим условиям и находиться в пределах, обеспечивающих в ожидаемых условиях эксплуатации надежность работы деталей и элементов конструкции в течение назначенного для них ресурса и срока службы. Это должно быть подтверждено путем испытаний и (или) имеющимся опытом проектирования и эксплуатации.

Каждая часть конструкции должна быть соответствующим образом защищена от повреждений или потери прочности при эксплуатации вследствие какой-либо причины, включая метеорологические условия, коррозию и абразивный износ. В конструкции должны быть предусмотрены приспособления для вентиляции и дренажа там, где это необходимо, для предотвращения скопления воспламеняющихся, ядовитых или вызывающих коррозию жидкостей.

Проектирование агрегата следует начинать с формирования силовой схемы конструкции агрегата от воздействия заданных внешних нагрузок. Практика показывает: чем проще, лаконичнее выглядит силовая схема, тем удачнее и выгоднее в весовом отношении будет реализованная конструкция.

Основные условия нагружения, определяющие прочность вертолета и его основных агрегатов, сформулированы в Нормах летной годности гражданских винтокрылых аппаратов для ожидаемых условий эксплуатации и включает нормы (требования), рекомендации и вспомогательные сведения.

Глава 1. ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ПРОЦЕССА КОНСТРУИРОВАНИЯ АГРЕГАТОВ ВЕРТОЛЕТОВ

Как уже было отмечено, процессу конструирования агрегатов вертолета предшествует формирование конструктивно-силовой (КСС) и конструктивно-кинематической схемы (ККС) агрегата и расчет (прогноз) массы конструкции, которая выводится проектировщику в качестве директивы.

1.1. ФОРМИРОВАНИЕ КСС И ККС АГРЕГАТОВ ВЕРТОЛЕТА

Каждый агрегат имеет свое функциональное назначение.

Каркасные агрегаты (фюзеляж, оперение, крыло) представляют собой конструкции, воспринимающие нагрузки от аэродинамических сил и сил, приходящих от установленных в нем агрегатов и систем, возникающих на различных режимах полета.

Несущий винт (НВ) представляет собой кинематическое устройство, обеспечивающее создание аэродинамических сил и моментов для движения, балансировки и управления вертолетом.

Механическое управление предназначено для передачи усилий пилота с целью изменения аэродинамической нагрузки на исполнительных органах управления (лопасти винтов, консоли стабилизатора).

Трансмиссия (приводы) распределяет мощность двигателей по потребителям — НВ, рулевому винту (РВ), энергетическим системам (гидравлической, электрической, системе теплообмена и т.п.), трансформируя ее в соответствии с потребными крутящими моментами.

Шасси воспринимает нагрузки при посадке и маневрах на ВПП.

Таким образом, основные агрегаты вертолета различают как по функциональному назначению, так и по условиям их работы. Поэтому формирование их КСС и ККС имеет свои специфические особенности в методике конструирования.

Двигатели, агрегаты гидросистемы, маслосистемы, электросистемы в практике вертолетных ОКБ относятся к готовым изделиям, создаваемым на специализированных предприятиях.

Общим критерием оценки целесообразности выбранной КСС и ККС является полное соответствие функциональному назначению и удовлетворение выбранным критериям оптимизации (минимальная

масса и стоимость эксплуатации, надежность, эксплуатационная эффективность и т.п.).

Рассмотрим несколько примеров удачных решений из перечисленных основных агрегатов вертолета.

Вертолет MD-500 (рис. 1.1.1) первоначально создавался как легкий военный вертолет для наблюдений и связи. Одной из дополнительных задач ставилась задача переброски четырех солдат на короткие расстояния.

Особое внимание обращалось на простоту конструкции и низкую стоимость изготовления вертолета и его эксплуатации.

Проектировщики применили очень лаконичную силовую схему фюзеляжа, состоящую из двух поперечных силовых шпангоутов, разделяющих фюзеляж на несколько отсеков: кабину для двух членов экипажа, отсек для полезной нагрузки (сидя на корточках там помещались четыре солдата), топливный отсек в нижней части фюзеляжа, моторный отсек в хвостовой части и отсек редуктора несущего винта. Нетрудно заметить, что все сосредоточенные силы: тяга несущего винта, нагрузка от полозков шасси и т.п. — воспринимаются самым рациональным способом.

Для вертолета Ка-50 силовая схема фюзеляжа представляет собой конструкцию в виде «ствола», образованного четырьмя плоскими поверхностями, пронизывающими фюзеляж по всей длине (в виде ствола), и расчлененного силовыми диафрагмами (шпангоутами) на ряд функциональных отсеков. Внешние обводы фюзеляжа (кроме хвостовой балки) не несут каких-либо нагрузок, кроме аэродинамических и инерционных от собственной массы, и могут легко видоизменяться. Такое решение позволило коренным образом упростить проблемы доступа к агрегатам при сборке, ремонте и обслуживании при обеспечении необходимой прочности и жесткости конструкции.

Введение испанским инженером Хуаном де ла Сиерва шарниров во втулку ротора (несущего винта) носило принципиальный характер. В истории развития идеи вертолета именно это решение позволило обеспечить реальные полеты на несущем винте при достаточно низких прочностных характеристиках имевшихся тогда материалов.

Прогресс в материаловедении в последние годы позволил отказаться от подшипников качения, всегда ограничивающих долговечность такого нагруженного и ответственного агрегата, каким является втулка несущего винта. В качестве примера можно привести конструкцию втулки вертолета MD-500 (пластинчатые торсионы из высокопрочной стали) (рис. 1.1.2), втулку вертолета Во-105 (рис. 1.1.3), втулку вертолета Ми-28 с эластомерными подшипниками (рис. 1.1.4).

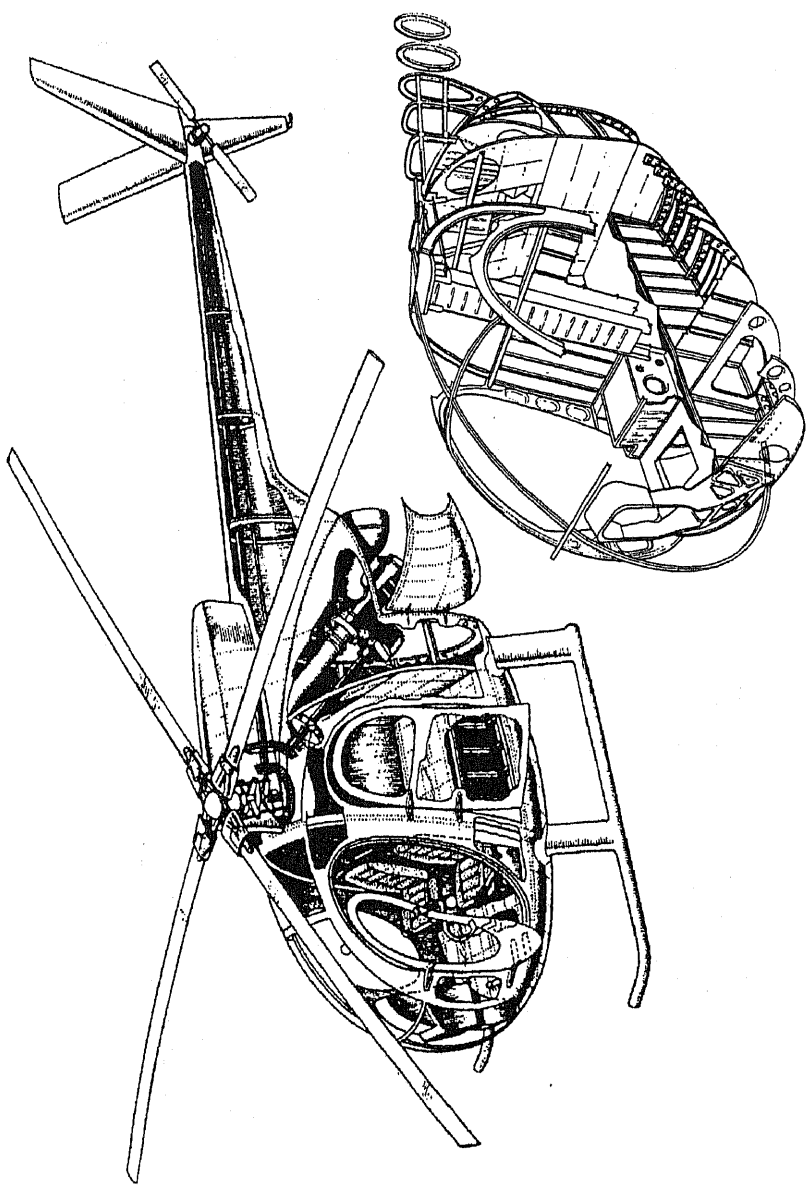


Рис. 1.1.1. Конструкция фюзеляжа вертолета MD-500

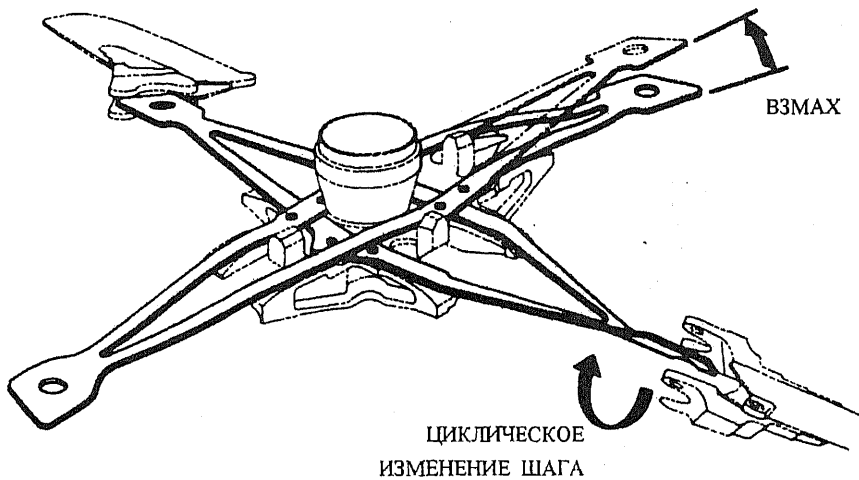


Рис. 1.1.2. Втулка вертолета MD-500

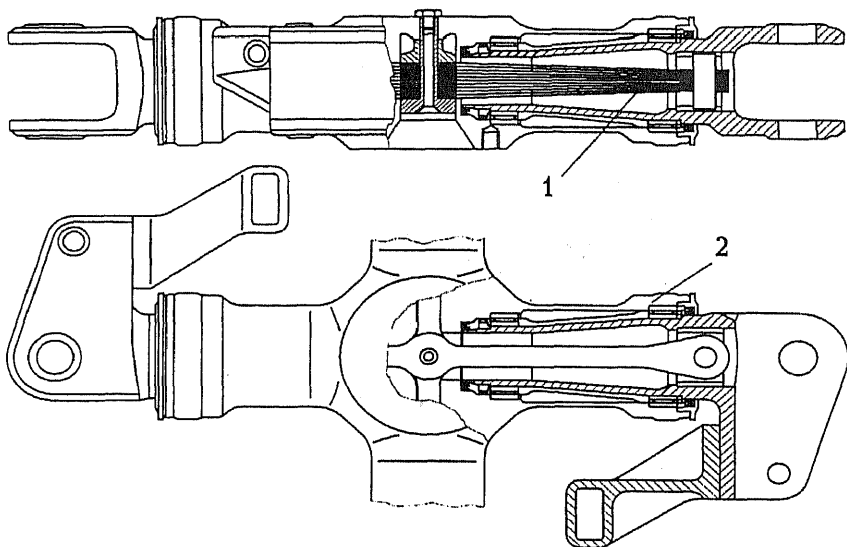


Рис. 1.1.3. Втулка вертолета В-105:
1 — торсион; 2 — корпус осевого шарнира

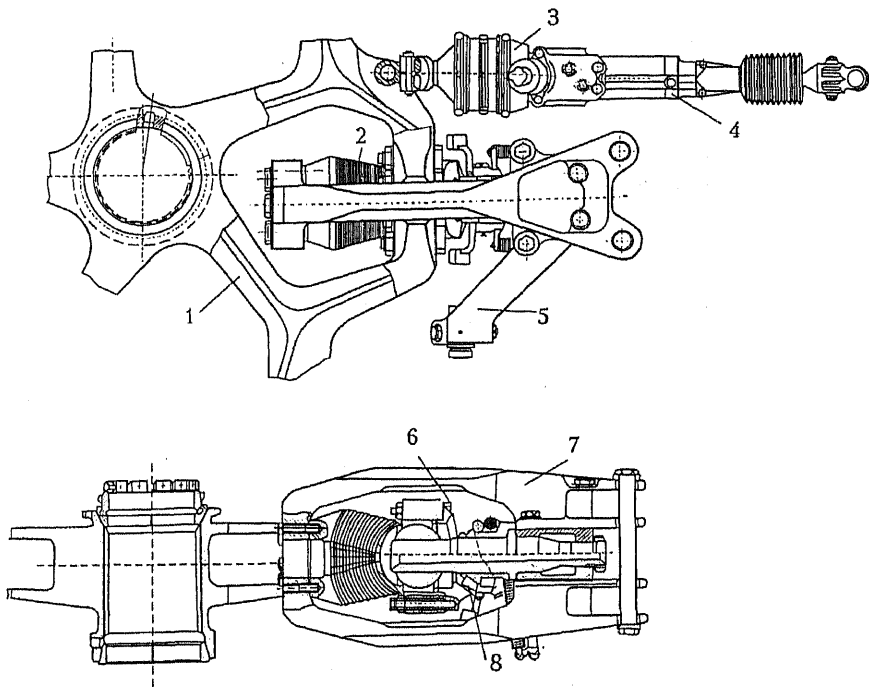


Рис. 1.1.4. Втулка вертолета Ми-28:

- 1 — ступица (корпус) втулки; 2 — эластомерный подшипник;*
- 3 — упругий элемент; 4 — пружинно-гидравлический демпфер;*
- 5 — рычаг поворота лопасти; 6 — кольцевой упор; 7 — рамка;*
- 8 — центробежный ограничитель свеса*

Фирма «Камов» традиционно формирует силовые гидросилители системы управления в виде одного общего модуля. Такое решение позволяет упростить трассы гидросистем и повысить их надежность. Наиболее интересным конструктивным решением такого модуля является блок РС-60Ф для вертолета Ка-32А со двоянными бустерами в каждом канале управления (рис. 1.1.5).

Предложение российского инженера В.Я. Жеребцова сделать гидравлические стойки амортизаторов шасси вертолетов двухкамерными также носило принципиальный характер. Именно это решение дало в руки конструкторов инструмент для решения проблемы «земного» резонанса (рис. 1.1.6).

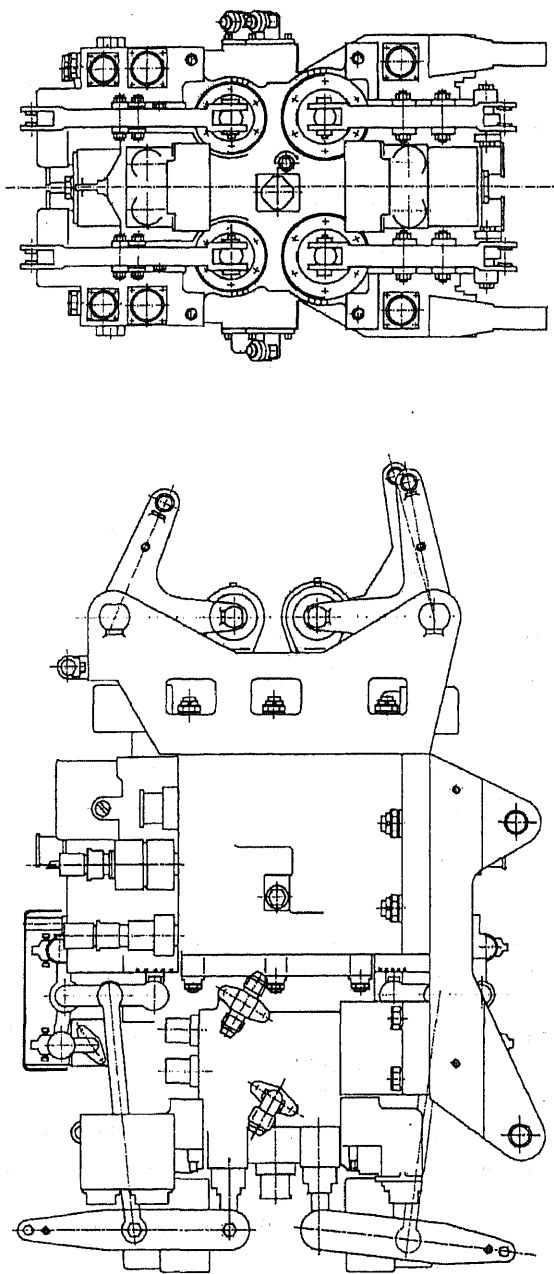


Рис. 1.1.5. Рулевая система РС-60Ф вертолета Ка-32

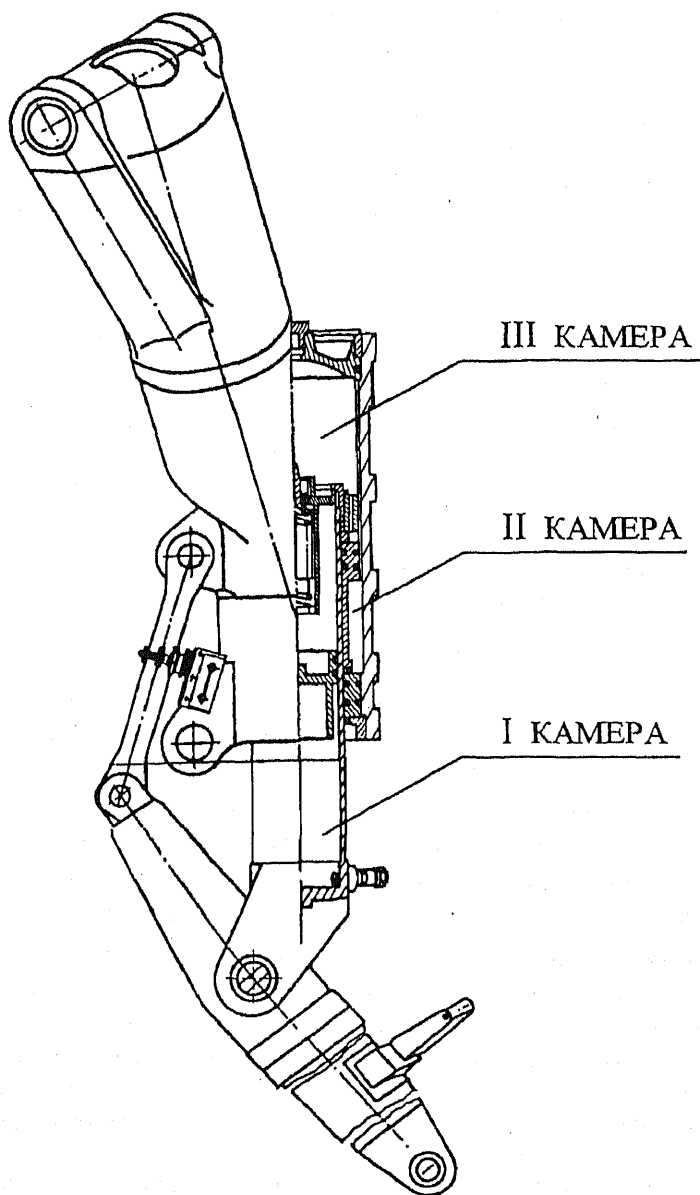


Рис. 1.1.6. Амортизационная стойка основной опоры шасси вертолета Ка-50

1.2. ФОРМИРОВАНИЕ МАССЫ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

Одной из основных задач конструирования агрегатов является выполнение требований прочности, аэродинамики, технологии и эксплуатации вертолета.

Масса конструкции агрегата условно формируется как сумма трех слагаемых:

$$m_{\text{к}} = m_{\text{ск}} + \Delta m_{\text{кт}} + \Delta m_{\text{э}},$$

где $m_{\text{ск}}$ — масса силовой конструкции; $\Delta m_{\text{кт}}$ — масса конструктивно-технологическая; $\Delta m_{\text{э}}$ — масса элементов конструкции, определяемая требованиями эксплуатации (двери, окна, люки, грузовые трапы, пол кабины, аварийные выходы и т.п.).

В каркасных агрегатах доля массы $\Delta m_{\text{кт}} + \Delta m_{\text{э}}$ достигает существенных значений — до $0,5 m_{\text{к}}$.

Масса силовой конструкции формируется в соответствии с удовлетворением ряда требований:

$$m_{\text{ск}} = m_{\text{сп}} + \Delta m_{\text{ау}} + \Delta m_{\text{а}} + \Delta m_{\text{р}} + \Delta m_{\text{н}},$$

где $m_{\text{сп}}$ — масса силовой конструкции, обеспечивающая ее статическую прочность (основная часть массы силовой конструкции); $\Delta m_{\text{ау}}$ — масса, необходимая для устранения аэроупругих явлений на соответствующих агрегатах вертолета (лопасти, фюзеляж, оперение, крылья); $\Delta m_{\text{а}}$ — масса, необходимая для удовлетворения требований аэродинамики (обтекаемая форма фюзеляжа, зализы, обтекатели, убираемое шасси и т.д.); $\Delta m_{\text{р}}$ — масса, определяемая допустимыми напряжениями для заданного ресурса; $\Delta m_{\text{н}}$ — масса для обеспечения надежности работы агрегата (резервирование, жертвенные детали, стопперы, сигнализация об отказах и т.д.)

Рассмотрим основные способы минимизации массы силовой конструкции агрегатов, обеспечивающей статическую прочность. За критерий оптимальной массы при расчете на статическую прочность принимается равнопрочность силовой конструкции.

Эффективным практическим способом создания конструкции, приближающейся к равнопрочной, является конструирование на занижение нагрузки (0,9 от расчетной) и последующее проведение испытаний конструкции на полные нагрузки и упрочнение отдель-

ных разрушенных элементов конструкции. Конструктор, сознательно или подсознательно стремится более к повышению надежности, чем к минимизации массы конструкции. Завышение площади сечений происходит и вынужденно при использовании стандартных профилей и унифицированных деталей.

Весьма эффективным представляется метод повторного конструирования, т.е. частичный пересмотр уже разработанного комплекта чертежей с целью облегчения конструкции. Исходными для его обоснования являются следующие соображения: практически любая конструкция при повторной проработке может быть облегчена без радикальных ее изменений; в процессе конструирования происходит периодическое уточнение действующих нагрузок и запасов прочности на основе продувок и лабораторных испытаний и уточняются различные конструктивные связи; облегчение может быть проведено за счет повышения глубины проработки конструкции.

МАССА, НЕОБХОДИМАЯ ДЛЯ УСТРАНЕНИЯ АЭРОУПРУГИХ ЯВЛЕНИЙ

Несущий и рулевой винты, а также вспомогательные несущие поверхности (крыло) и оперение должны быть проверены на флаттер. Существуют три типа физических связей, взаимодействующих при флаттере: упругость, аэродинамические и инерционные силы.

Критическая скорость ($V_{кр}$) зависит от близости частот колебаний, которые соответствуют степеням свободы, образующим данную форму флаттера. Чем ближе к единице отношение собственных форм колебаний, взаимодействующих при флаттере, тем ниже $V_{кр}$. Типовая зависимость $V_{кр}$ флаттера от отношения частот собственных колебаний в двухсистемном (изгибно-крутильном) флаттере показана на рис. 1.2.1. Видно, что существует некое подобие с явлением резонанса, поскольку при равенстве частот или вблизи этой точки $V_{кр}$ минимальна. Увеличить $V_{кр}$ можно за счет

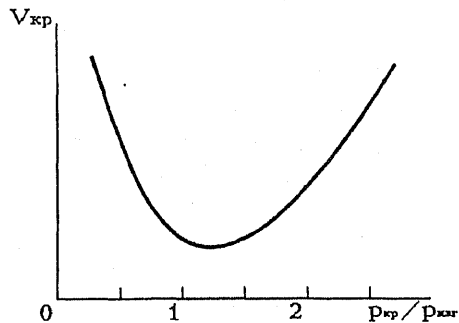


Рис. 1.2.1. Зависимость критической скорости $V_{кр}$ флаттера от отношения частот $\frac{P_{кр}}{P_{изг}}$

изменения одной из собственных частот колебаний, формирующих флаттер, при сохранении постоянной другой частоты, причем изменяемая частота не обязательно должна увеличиваться. На $V_{кр}$ флаттера существенное влияние оказывают инерционные и аэродинамические связи. Особенно неблагоприятно действует инерционная связь, когда центр тяжести (ЦТ) располагается позади (по скорости потока) центра жесткости (ЦЖ).

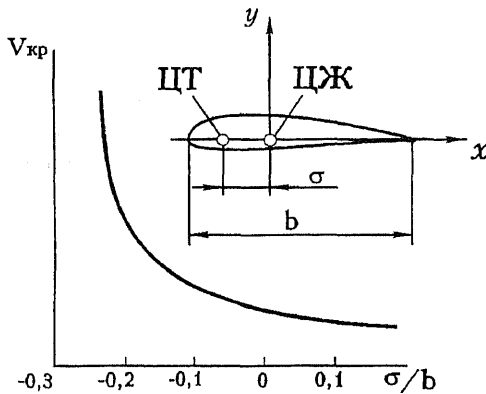


Рис. 1.2.2. Зависимость критической скорости $V_{кр}$ флаттера

от степени разбаланса центров тяжести:

σ — вынос цт относительно цж;
 b — хорда профиля

Перемещение оси ЦТ вперед по отношению к оси ЦЖ существенно повышает $V_{кр}$ флаттера. На этом эффекте основано действие весовой балансировки (противофлаттерный груз), используемой на крыльях, оперении и лопастях. Примерная зависимость $V_{кр}$ от степени разбалансировки между осями ЦТ и ЦЖ показана на рис. 1.2.2.

Результат влияния на $V_{кр}$ полезной инерционной связи (балансировки) зависит от соотношения частот флаттеробразующих форм колебаний. При близости парциальных собственных частот влияние инерционной связи более эффективно, чем при их различии. Указанный эффект иллюстрируется рис. 1.2.3, когда для повышения $V_{кр}$ флаттера при близости частот требуется меньший балансировочный груз.

Упругие связи определяются величиной коэффициента анизотропии всей конструкции или конструкционного материала. Эффект упругой анизотропии можно создать применением специального материала, обладающего этими свойствами, или подкрепить обшивку продольным набором под некоторым углом к строительной оси.

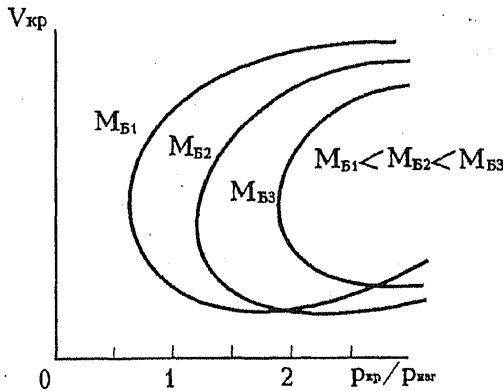


Рис. 1.2.3.
Влияние
баланса
на критическую
скорость
флаттера:
 $P_{кр}$, $P_{изг}$ —
собственная
крутильная
изгибная
частота

Явление флаттера происходит со значительным числом взаимодействующих форм колебаний. Чаще всего удается выделить две основные степени свободы в каждой наблюдаемой форме флаттера; остальные играют вспомогательную роль. Поэтому форму флаттера обычно характеризуют двумя основными степенями свободы, например, «изгиб крыла» — «кручение крыла», «изгиб крыла» — «изгиб фюзеляжа» и т.п. При изгибно-изгибной форме флаттера кручения крыла, приводящее к изменениям углов атаки, происходит за счет изгиба фюзеляжа.

На ЛА может возникать несколько форм флаттера. Если за счет некоторых конструктивных мероприятий удастся повысить $V_{кр}$ одной из форм флаттера, у которой эта скорость была наименьшей, то начинает проявляться другая форма флаттера.

Например, на рис. 1.2.4 показано, что с ростом жесткости крыла на кручение изгибно-крутильная форма 1 флаттера может перейти в изгибно-изгибную форму 2. Это обстоятельство существенно усложняет решение задачи об оптимизации конструкции по условиям флаттера.

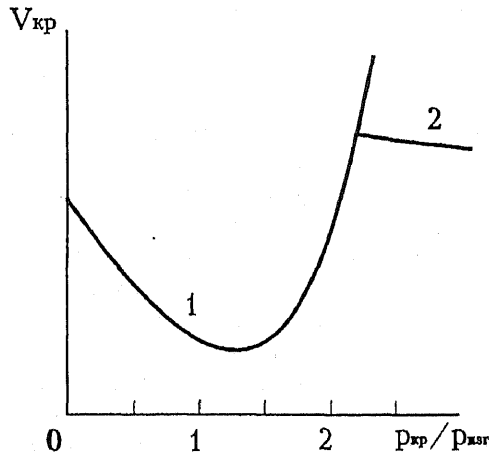


Рис. 1.2.4. Различные формы флаттера:
1 — изгибно-крутильная;
2 — изгибно-изгибная

МАССА ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ АГРЕГАТА

Полная надежность и безопасность конструкции в течение всего срока службы может быть обеспечена только правильной системой наблюдения во время ее эксплуатации. Конструктор должен понимать, что никакие расчеты и испытания на образцах и стендах не гарантируют от эксплуатационных осложнений. Их причиной может быть и ограниченность знания. Поэтому в задачу создания надежной и безопасной конструкции входит разработка такой системы контроля на время эксплуатации, которая своевременно сигнализировала бы о появлении любого опасного дефекта. Все без исключения агрегаты должны рассматриваться как система, включающая в себя и конструкцию, и все, что относится к контролю за ней во время эксплуатации и обслуживания.

На основе анализа расчетов, испытаний образцов, натурных отсеков и опытных изделий конструктор должен выявить критические места, выбрать такие методы контроля, которые гарантировали бы обнаружение дефекта на безопасной стадии его развития, определить такую периодичность контрольных осмотров критических мест, чтобы в промежутке между ними дефект не успевал достичь критической величины.

Особое внимание должно быть обращено на выбор эффективного метода контроля: везде необходимо обеспечить подходы для визуального осмотра. Там, где нельзя обеспечить подходы, должны быть отработаны методы осмотра оптическими приборами; где невозможен и такой осмотр, необходимо развивать методы инструментального неразрушающего контроля. Конструкция должна иметь эксплуатационную и дефектоскопическую технологичность. Без этого невозможно создание безопасной конструкции с большим ресурсом.

Необходимым условием обеспечения безопасности полета является учет практически возможных опасных случаев для каждого элемента конструкции и каждой функциональной системы вертолета.

Статическая прочность и выносливость конструкции вертолета должны быть таковы, чтобы исключалась возможность опасного для вертолета разрушения элементов конструкции при действии на них нагрузок в ожидаемых условиях эксплуатации в пределах установленных ресурсов и сроков службы.

Особое внимание в процессе конструирования необходимо уделять обеспечению безотказной работы каждой функциональной системы, нарушение нормальной работы которой во всех возможных сочетаниях внешних условий, воздействующих на систему, может

привести к катастрофическим летным происшествиям. Возможность отказов элементов, приводящих к отказу функциональной системы или его опасным последствиям, должна быть сведена к минимуму соответствующими конструктивными мероприятиями.

По степени ответственности за безопасность полета все агрегаты и детали вертолета можно разделить на четыре группы.

1 группа — агрегаты, разрушение которых приводит к немедленному и полному нарушению работоспособности и безопасности при трудно обнаруживаемом начале появления усталостной трещины. К этой группе можно отнести лопасти, лонжерон которых обшит каркасом и не позволяет осмотреть его после полета, ряд закрытых для осмотра деталей втулки и системы управления НВ и РВ, вал НВ и т.д.

2 группа — агрегаты, разрушение которых могло бы привести к немедленному и полному нарушению работоспособности конструкции и безопасности полета, но имеется возможность раннего обнаружения появления усталостной трещины. Сюда входят лопасти с надежно работающей системой сигнализации появления трещин и все остальные агрегаты, отнесенные к I группе, если появление в них усталостной трещины может быть обнаружено в предполетном осмотре.

3 группа — агрегаты, разрушение которых приводит к частичной потере работоспособности конструкции и угрожает безопасности полета, но позволяет совершить вынужденную посадку без поломки вертолета. К этой группе принадлежат многие элементы фюзеляжа, даже редукторная рама, если она выполнена на статически неопределимой схеме.

4 группа — агрегаты, разрушение которых вызывает частичную потерю работоспособности вертолета с сохранением возможности продолжения полета, не влечет за собой быстрого разрушения других агрегатов и позволяет обнаружить разрушение при наземном осмотре. К этой группе можно отнести многие элементы фюзеляжа, стабилизатор и ряд аналогичных элементов конструкции.

Детали и узлы следует конструировать не только по критерию безопасной долговечности, но и на сопротивление процессу разрушения, т.е. так, чтобы треснувшие детали могли быть обнаружены и заменены до разрушения конструкции. Жизненно важные части конструкции должны быть доступны для осмотра, а в случае недоступности осмотра — конструироваться с большим запасом или дублироваться. При наличии трещин остаточная прочность конструкции должна находиться в заданных пределах по условиям надежности.

Решение проблемы безопасности вертолетного транспорта входит в комплекс работ и мероприятий, направленных на:

а) совершенствование организации, технического оснащения и повышение квалификации персонала всех служб системы воздушного транспорта; создание потенциально безопасного вертолета, соответствующего уровню и условиям эксплуатирующих организаций;

б) повышение выживаемости пассажиров и экипажа при падении вертолета в аварийную или катастрофическую ситуацию.

Разработка конструкции должна быть частью комплексной программы конструкторских, расчетных и экспериментально-исследовательских работ, посвященных преимущественно вопросам надежности и ресурса.

Расчетные и экспериментально-исследовательские работы при создании конструкции агрегата осуществляются в три этапа.

1. На *первом этапе*, кроме обычной проверки прочности по нагрузкам, определяемым нормами прочности, производятся по крайней мере следующие расчетные работы:

- оптимизация массы и экономических показателей;
- расчет выносливости силового продольного набора и основных нагруженных узлов;
- определение соответствия схемы и типа конструкции требованиям безопасного разрушения.

Все эти расчеты производятся на самой ранней стадии конструирования для того, чтобы заложить в конструкцию те основные принципы, которые позднее не могут быть скорректированы. Объем расчетных работ определяет и методы их исполнения. Без использования ЭВМ необходимый объем расчетов практически невыполним.

2. Конструкторскую разработку должны предварять или, в крайнем случае, сопровождать испытания конструктивных образцов и моделей второго этапа исследования. На *втором этапе* определяются: допускаемые напряжения сжатия в силовом продольном наборе; выносливость регулярной зоны нижнего и верхнего силовых продольных наборов; выносливость критических мест конструкции, главным образом, поперечных стыков (для выбора типа стыка и оценки его соответствия требуемому ресурсу); скорость распространения трещин на образцах для проверки выбора материала и типа конструкции.

3. Завершающим, *третьим этапом* комплексной программы должны быть испытания полноразмерных отсеков, стендов и целиком агрегатов на статическую прочность по программе испытаний на ресурс (включая испытания на скорость распространения тре-

щин, безопасность при частичном разрушении, акустическую прочность и т.д.) и функциональные испытания агрегатов механизации с проверкой их работоспособности.

МАССА КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ

Масса, определяемая конструктивно-технологическими факторами, формируется за счет несилowych элементов конструкции — перегородок, полок для размещения и крепления оборудования, внутренней отделки кабин и т.д., а также за счет дополнительной массы технологических соединений, постоянной толщины листового материала и стандартных профилей, применяемых для обшивки и стрингерного набора каркасных агрегатов.

Снижение технологических излишков массы возможно по следующим направлениям.

1. Применение полуфабрикатов переменных сечений (клиновидной обшивки и профилей).

2. Применение монолитных прессованных, литых или механически обработанных конструкций (панели, окантовки, люки, каркасы фонарей и окон). Эти конструкции из-за отсутствия соединительных отверстий обладают повышенной усталостной прочностью. Особенно выгодны штампованные детали, у которых сохраняется волокнистая структура металла.

3. Увеличение габаритов полуфабрикатов (обшивка, профилей) для уменьшения числа соединений.

4. Расширение сортамента полуфабрикатов (увеличение числа типоразмеров). Применение при малых нагрузках тонкостенных канатных профилей или профилей из листового материала.

5. Сужение поля допусков на полуфабрикаты, литые и штампованные детали, уменьшение плюсовых допусков.

6. Уменьшение числа технологических разрезов.

7. Применение для соединений сварки (в частности, диффузионной), склейки, пайки, не ослабляющих основную конструкцию и допускающих использование материалов малых толщин.

8. Уменьшение массы стыковочных элементов соединения за счет применения:

а) болтов из титановых сплавов;

б) облегченных болтов: полых, с уменьшенной длиной резьбы, с округлыми головками, облегченных гаек;

в) болтов из алюминиевых сплавов для неответственных соединений;

г) хомутов и других крепежных деталей из перфорированной ленты.

9. Использование новых материалов и прогрессивных методов для декоративной покраски, герметизации и защиты от коррозии.

10. Тщательное выполнение сопрягаемых деталей, исключающих возникновение нерасчетных нагрузок и применение компенсаторов, прокладок, шпаклевки, герметиков, излишне мощного крепежа и т.д.

11. Широкое применение химического фрезерования для получения деталей с переменными и минимальными сечениями.

12. Применение упрочняющей технологии: дробеструйной обработки, обкатки роликами, дорнования и т.д.

13. Селективная выборка материалов по физико-химическим характеристикам — если невозможно добиться стабильных свойств при их изготовлении.

Глава 2. НЕСУЩИЙ ВИНТ

2.1. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ НЕСУЩЕГО ВИНТА И ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

Несущий винт состоит из лопастей и втулки.

Лопастя создают потребную подъемную силу.

Втулка представляет собой кинематический механизм, обеспечивающий движение и угловые перемещения лопасти в вертикальной и горизонтальной плоскости под воздействием аэродинамических и инерционных сил, а также поворот лопасти для управления её подъемной силой.

Процесс создания НВ выполняется в определенной последовательности:

1. Выбор основных параметров НВ: диаметра $D_{НВ}$; количества лопастей $z_{л}$; заполнения σ ; окружной скорости вращения ωR .

2. Аэродинамическая компоновка лопасти (внешний облик лопасти): выбор форм в плане; формы профилей сечений, относительной толщины сечений \bar{c} и распределения крутки φ по радиусу лопасти.

3. Определение предельных углов отклонения лопасти φ , β , ξ при управлении вертолетом на всех расчетных режимах его полета.

4. Конструирование лопасти:

выбор материала лонжерона и каркаса, формы лонжерона с учетом предшествующего опыта и действующих конструкторско-технологических и эксплуатационных ограничений; формирование сечения лонжерона по хорде и радиусу лопасти на основе статического расчета на прочность;

корректировка массово-жесткостных характеристик лопасти с целью отстройки от резонанса на рабочих частотах вращения НВ и обеспечения достаточных запасов аэроупругой устойчивости (расчетные виды флаттера, дивергенция, «земной» резонанс).

5. Конструирование втулки НВ:

выбор кинематической схемы втулки с учетом заданной гистограммы* углов отклонения лопастей и требований эксплуатации (складывание лопастей на стоянке и т.п.);

выбор материала элементов втулки;

выбор типа шарниров (подшипники качения, скольжения, упругие элементы);

выбор типа демпфера вертикального шарнира;

конструктивно-технологическая разработка элементов втулки (определение геометрических размеров и формы, упрочняющая технология поверхности и т.п.).

6. Изготовление экспериментальных натуральных образцов элементов НВ.

7. Испытания на прочность и ресурсные испытания элементов НВ на натурном стенде, корректировка технической документации на изготовление элементов НВ.

8. Летные исследования кинематических характеристик втулки и лопастей НВ.

9. Серийное производство лопастей и втулки НВ.

* Гистограмма (столбчатая диаграмма) — совокупность смежных прямоугольников, построенных на одной линии. Площадь каждого прямоугольника пропорциональна частоте нахождения данной величины в изучаемой совокупности.

2.2. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ЭЛЕМЕНТАМ НЕСУЩЕГО ВИНТА

НВ вертолета с элементами его крепления, включая: лопасть, втулку с сочленениями и подшипниками, демпфер, рычаг поворота лопасти, крепление втулки винта на валу главного редуктора (ГР), вал ГР, картер ГР (если он входит в силовую схему конструкции), крепление ГР к фюзеляжу (редукторная рама), кабан или колонку НВ и ее крепление к фюзеляжу — должны удовлетворять следующим требованиям.

Конструкция лопастей должна обеспечивать заданные характеристики аэродинамического контура и балансировку в пределах, которые позволяют эксплуатировать вертолет с учетом установленных ограничений, ресурсов и сроков службы.

Лопастей винтов должны быть спроектированы таким образом, чтобы предотвратить препятствующее нормальной эксплуатации скопление воды в любой их части.

Лопастей рекомендуется оборудовать системой сигнализации повреждения лонжерона. При наличии сигнализатора ресурс лопасти с момента его срабатывания должен быть не меньше максимальной продолжительности полета, установленной для вертолета данного типа.

Прочность обшивки лопастей НВ должна проверяться на совместное действие нагрузок от изгиба лопасти в плоскости наибольшей и наименьшей жесткости, от кручения, а также максимальных местных аэродинамических нагрузок и внутреннего давления.

Жесткость лопасти на кручение относительно ее продольной оси в совокупности с жесткостью проводки управления должна быть достаточной для приемлемого уровня нагрузок, безопасности от флаттера и потери управляемости.

Статическая прочность НВ и его крепления должны проверяться на нагрузки летных и тех наземных случаев нагружения, которые являются расчетными для рассматриваемых элементов конструкции. Кроме того, статическая прочность крепления НВ проверяется на нагрузки посадочных случаев нагружения.

Для исключения опасных в отношении прочности явлений резонанса расчету нагрузок должно предшествовать определение частот собственных колебаний лопасти в плоскостях взмаха и вращения. При этом следует учитывать граничные условия ее закрепления в эксплуатационном диапазоне частот вращения НВ.

Статическая прочность подшипников втулки НВ должны быть достаточной, чтобы выдержать нагрузки, приходящиеся на подшипники в случаях нагружения в маневренном полете и при воздействии беспокойного воздуха. Ресурс подшипников должен определяться на основании испытаний на износ изолированных шарнирных соединений и (или) агрегатов в целом виде на стендах или при наземных ресурсных испытаниях. Для определения ресурса подшипников берется минимальный результат, полученный при испытании не менее трех образцов.

При составлении программы испытаний на износ разрешается принимать, что продолжительность горизонтального полета на малых скоростях составляет 10% ресурса, полета на крейсерской скорости — 80% ресурса и полета на максимальной скорости — 10% ресурса.

Результаты наземных ресурсных или натуральных стендовых испытаний могут быть использованы для оценки прочности отдельных агрегатов вертолетов, если уровень действующих при этом напряжений не меньше полетного.

Для определения напряженности, проверки запасов до автоколебаний, исследования вибраций, определения динамических характеристик конструкции лопасти проводятся стендовые испытания под действием заданных нагрузок.

Кроме стендовых проводятся и другие виды испытаний: по определению прочностных характеристик материалов, определению напряжений при помощи различных моделей из оптического активного материала, ресурсные испытания и испытания в условиях реальной эксплуатации. Испытания выполняются различными способами: без вращения винтов на специальных стендах в лаборатории, на стендах с вращением — специальных башнях или винтовых приборах на базе натурального вертолета, в аэродинамических трубах.

Лопастей НВ обязательно подвергаются усталостным испытаниям с целью определения долговечности конструкции под воздействием переменных нагрузок для последующего установления ресурса и для контроля качества серийной продукции. Как правило, испытываются типовой отсек и комлевой участок. Испытания выполняются на резонансных стендах. Нагрузки создаются с помощью инерционного вибратора, установленного на отсеке лопасти. Кроме переменных поперечных нагрузок, предусматривается приложение и статической подгрузки от центробежной силы. Часто регистрируют также скорость роста усталостных трещин, что позволяет обоснованно устанавливать периодичность осмотров конструкции в эксплуатации, повысить живучесть конструкции.

Особенностью усталостных испытаний является необходимость повторений их для многих однотипных объектов, что объясняется существенным случайным разбросом характеристик долговечности.

Испытания по флаттеру винта производятся на моделях в аэродинамических трубах, обязательно на натурном вертолете в наземных условиях при раскрутках НВ.

Измерения нагрузок на лопасть в полете могут быть правильно поставлены и проведены только на основе предварительных расчетов и стендовых испытаний.

Ценность натуральных летных испытаний в том, что все явления протекают без искажений, связанных с нарушением подобия, со схематизацией конструкции, способов приложения нагрузки и др. Возможно создание вертолетов — летающих лабораторий для исследования новых конструкций, ранее не изученных явлений. Недостатком является повышенная в ряде случаев опасность испытаний. При проведении летных испытаний измеряют напряжения в лонжероне лопасти НВ, в ее обшивке, моменты кручения и шарнирные моменты лопастей, силы в системах управления, моменты и силы в валах НВ и РВ, напряжения или изгибающие моменты в лопастях РВ, деталях втулок.

2.3. ЛОПАСТИ НЕСУЩЕГО ВИНТА

2.3.1. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТИ

Условия работы лопасти НВ вертолета во многом отличаются от условий работы крыла самолета. Основная особенность в том, что действующие на нее нагрузки являются переменными во времени. Поэтому при выборе материала элементов лопасти в качестве главных выдвигаются следующие требования:

— усталостная прочность: трещиностойкость (сопротивление распространению усталостной трещины) и слабая чувствительность к концентраторам напряжений;

— неизменность механических свойств материала элементов и их соединений от заданного времени эксплуатации, температуры и атмосферных условий окружающей среды;

— технологические требования: возможности производства по обеспечению заданных форм сечения элементов конструкции; повышение ресурса элементов конструкции методами упрочнения; контроль за качеством соединений и заданными геометрическими

размерами при изготовлении элементов конструкции в процессе сборки лопасти; ремонтпригодность конструкции лопасти в процессе ее эксплуатации.

Кроме перечисленного, необходимо учитывать стоимость материала и технологического процесса изготовления лопасти и стоимость ее эксплуатации.

С учетом вышеизложенных требований выбирают тот материал, который имеет максимальные удельную прочность $\frac{\sigma_{\text{в}}}{\rho}$ и удельный модуль упругости $\frac{E}{\rho}$.

При формировании лонжерона лопасти из гибридных композиционных материалов стремятся к максимальной их совместимости с материалом матрицы, например, по величине динамического удлинения, степени адгезии, по коэффициенту линейного и объемного расширения, влагоемкости, времени старения, чувствительности к ударным нагрузкам.

Чувствительность к ударным нагрузкам определяется величиной ударной вязкости. Для волокнистых композитов ударная вязкость характеризуется отношением $\frac{\sigma_{\text{в}}^2}{2E}$. Одним из способов повышения ударной вязкости композитов является введение в их состав более прочных и менее жестких волокон, например стеклянных или органических — в углепластики.

В процессе развития вертолетостроения основной силовой элемента лопасти — лонжерон — выполнялся из дерева, легированных сталей, алюминиевых сплавов, нержавеющей стали, титановых сплавов. В настоящее время широко практикуется изготовление лонжерона из композиционных материалов.

Агрегаты каркаса — обшивка, нервюры, хвостовой стрингер, ранее изготавливаемые из фанеры, полотна, алюминиевых сплавов, в современных лопастях изготавливаются также из КМ.

Дерево нашло применение в практике Ухтомского вертолетного завода им. Н.И. Камова в период его становления. Определяющими в выборе этого материала являлись следующие соображения: древесина малочувствительна к концентраторам напряжений, трещиностойкая; она не требует сложного технологического оборудования при изготовлении лонжерона и каркаса лопасти; затраты на изготовление лопасти не велики.

Центральная часть лонжерона выполнялась из дельта-древесины (склеенные тонкие листы древесины), носовая часть профиля

состояла из набора склеенных сосновых реек. Хвостовая часть представляла собой каркас из фанерной обшивки, приклеенной к пенопласту. Поверхность лопасти покрывалась полотном и влагостойким лаком.

В процессе эксплуатации выявились существенные недостатки деревянной лопасти:

— несмотря на влагостойкое покрытие поверхности лопасти элементы конструкции насыщались влагой, что приводило к изменению центра тяжести сечения (смещался назад) и уменьшению критической скорости флаттера лопасти;

— пропитка антисептиками не устранила в процессе эксплуатации гнилостного разрушения древесины, при том что ее механические свойства ухудшались.

В практике Московского вертолетного завода им. М.Л. Миля в лопастях НВ применялась смешанная конструкция — лонжерон выполнялся из стальной трубы, а в элементах каркаса использовалось дерево и полотно.

Требования прочности, жесткости и аэродинамики с учетом технологических возможностей привели к необходимости изменения форм сечения лонжерона по радиусу с цилиндрической на эллиптическую. Металлургическая промышленность не располагала оборудованием для формирования данного лонжерона из одной заготовки. Поэтому конструкторы вынуждены были ввести телескопические стыки, соединенные стальными заклепками, с использованием упрочняющей технологии (дорнирование отверстий), плавные переходы жесткости в месте стыка, продольную шлифовку внутренней и внешней поверхностей каждой части лонжерона.

Учитывая характер аэродинамических нагрузок по хорде профиля, переднюю часть профиля лопасти выполняли из фанеры, а заднюю — из полотна в комлевой части лопасти и фанерной обшивки в средней и концевой ее части.

Аэродинамические нагрузки и центробежная сила, действующая на каркас, через нервюры передавались на лонжерон. Передача сил и моментов на лонжерон осуществлялась через фланцы, приклепанные к лонжерону и стенке нервюры.

В процессе эксплуатации выявился ряд недостатков принятой конструктивно-силовой схемы лопасти. Наличие стыков и заклепочных соединений существенно усложнило процесс достижения необходимого ресурса лопасти. Использование в хвостовой части безмоментной обшивки (полотна) приводило к тому, что под действием внешних аэродинамических сил и центробежной силы воз-

духа, находящегося внутри каркаса, существенно искажался профиль лопасти, что ухудшало его аэродинамические характеристики.

Введение дренажного отверстия на нижней поверхности в конце лопасти привело к местным потерям на перетекание воздуха внутри каркаса под действием центробежных сил. Устранение этого недостатка за счет отказа от полотна и переход на фанерную обшивку по всей поверхности лопасти существенно увеличило массу лопасти и сдвигало центр масс лопасти назад. В результате совместной деятельности конструкторов, технологов и металлургов по устранению отмеченных недостатков был создан лонжерон заданного переменного сечения без стыков, а хвостовую часть лопасти стали выполнять из дюралюминовой обшивки, подкрепленной соевым блоком, не изменяющей форму под действием аэродинамических нагрузок.

Для трубчатого лонжерона применяется обычно труба из высоколегированной стали типа 30ХГСА или 40ХНМА, закаленной и отпущенной на прочность ($\sigma_n = 1100\text{--}1300$ МПа). После горячей и холодной прокатки, формообразования и закалки наружная и внутренняя поверхности трубы полируются. На внешней и внутренней поверхностях лонжерона создается наклеп виброударным способом, повышающий предел выносливости до $\sigma_{\omega_{\min}} = 280\text{--}300$ МПа при постоянной части нагружения $\sigma_m = 200\text{--}250$ МПа.

В конструкции лопасти, основанной на стальной трубе, лонжерон обычно защищен каркасом и не может быть механически поврежден в эксплуатации.

Использование прессованного профиля из дюралюминиевого материала позволило формировать профиль лонжерона с наиболее целесообразным сечением (рис. 2.3.1). Применение замкнутого профиля, полученного методом прессования (экструзия), ограничил диапазон использования существующих дюралюминиевых сплавов. В процессе прессования происходит разделение материала на две части, поэтому в формирующем профиле инструменте (фильере) эти две части должны соединяться и свариваться давлением. Чтобы структура материала в местах сварки не ухудшалась, необходимо применять материал с высокой коррозионной стойкостью. Усталостная прочность дюралюминиевого лонжерона может снизиться из-за дефектов, возникающих в процессе прессования профиля и механической обработки лонжерона. Поэтому необходимо не только наружную, но и внутреннюю поверхности лонжерона упрочнять виброударным способом. Предел выносливости может быть доведен

до $\sigma_{\omega_{\min}} = 55\text{--}60$ МПа при $\sigma_m = 60$ МПа. Для исключения возможности коррозионного повреждения прессованных лонжеронов в процессе производства и в условиях эксплуатации необходимо применять гальванические покрытия (например, анодирование) после промежуточных операций его обработки.

Процесс прессования не позволяет изменять форму сечения по заданному закону, поэтому требуемую высоту профиля по длине лопасти можно обеспечить только за счет фрезерования внешней поверхности. В результате конструктор имеет возможность разрабатывать конструктивно-силовую схему лопасти только прямоугольной формы в плане (сужение $\eta = 1$).

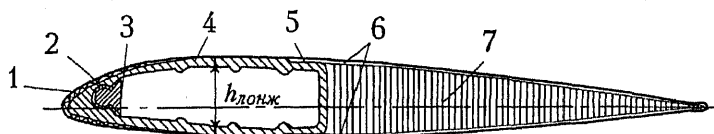


Рис. 2.3.1. Сечение лопасти с дюралюминовым прессованным лонжероном:

- 1 — пакет противоабразивной накладки, нагревателя и прокладки диэлектрика; 2 — резиновый слой, привулканизированный к отсекам противофлаттерного груза (3) из стали; 4 — лонжерон; 5 — клеевое соединение дюралюминовой обшивки хвостового отсека (6) с лонжероном; 7 — сотовый наполнитель из алюминиевой фольги

Контакт поверхности лонжерона с потоком воздуха привел к необходимости защиты этой поверхности от эрозионного повреждения.

Была сделана попытка формирования лонжерона лопасти из многослойного тонкого листа нержавеющей стали, соединенного в монолит при помощи склейки. Предполагалось создание конструкции, обладающей большой стойкостью к распространению усталостной трещины. Органическим недостатком данной конструкции была невозможность обеспечения качественной склейки и устранения выявленных дефектов клеевых поверхностей.

Лопастей с лонжероном замкнутой формы позволяют использовать технические средства постоянного контроля усталостных разрушений материала лонжерона. Система сигнализации повреждения цельнометаллических лонжеронов состоит из сигнализатора давления воздуха и заглушек на концах лонжерона (рис. 2.3.2). Внутренняя полость лонжерона заполняется воздухом под давлением, превышающим давление начала срабатывания сигнализатора.

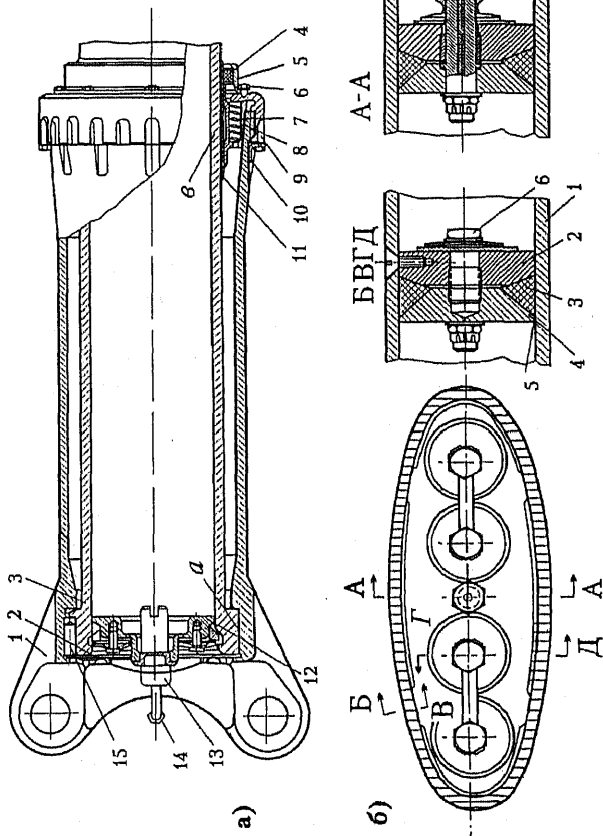


Рис. 2.3.2. Стальной трубчатый лонжерон с системой пневматической сигнализации:

а — комлевой стых лопасти;

- 1 — наконечник; 2 — пружинное кольцо; 3 — лонжерон; 4 — резиновое уплотнение; 5 — обойма;
- 6 — болт; 7 — пружина; 8 — разрезной конус; 9 — гайка; 10 — контрольная пластина; 11 — прокладка;
- 12 — заглушка; 13 — визуальный сигнализатор; 14 — зарядный штуцер. 15 — штифты, работающие на срез от крутящего момента; а, в — опорные поверхности, воспринимающие изгибающий момент;

б — концевая заглушка лонжерона;

- 1 — лонжерон; 2, 4 — наружная (неподвижная) и внутренняя части заглушки; 3 — резиновое уплотнение;
- 5 — герметик; 6 — болт

В случае появления в лонжероне трещины давление воздуха в нем падает. Информация о разгерметизации полости лонжерона поступает от сигнализатора давления в виде выдвижения красного колпачка сильфона, установленного в комлевой части каждой лопасти.

Индикация давления воздуха в лонжеронах в кабину экипажа не выводится, т.к. процесс роста трещины до разрушения лонжерона в несколько раз превышает время максимально возможной длительности полета вертолета. Контроль за состоянием лопасти осуществляется при межполетном осмотре по положению сигнализатора.

Давление воздуха в лонжероне создается с учетом температуры окружающего воздуха и с учетом давления начала срабатывания сигнализатора.

В лопастях вертолета Ми-26 стальные трубчатые лонжероны по наружной поверхности облицованы стеклолентой, за счет чего при возникновении трещины в лонжероне исключается возможность обнаружения повреждения лонжерона с помощью пневматической системы сигнализации. Для обеспечения надежного функционирования системы сигнализации повреждения лонжерона по всей длине его внешней поверхности укладываются двойные фторопластовые шнуры (рис. 2.3.3) и после обмотки лентами из стеклоткани производится полимеризация в пресс-форме. Фторопластовые шнуры вытягиваются, образуя воздушные каналы диаметром 2 мм, открытые со стороны внешней поверхности трубы лонжерона. Появление усталостной трещины в зоне воздушных каналов приводит к падению давления в полости лонжерона и срабатыванию сигнализатора. Каналы выполняются двойными по технологическим соображениям — всегда имеется вероятность обрыва фторопластового шнура при его вытягивании из полости длиной 14 м.

Анизотропность композиционных материалов открыла широкие возможности применения их в лопастях НВ. Применение КМ позволяет направленно формировать жесткостные характеристики лопасти (изгибные и крутильные) за счет соответствующей ориентации армирующих волокон композита с учетом сложного характера ее нагружения.

Вертолетостроение является наиболее передовой отраслью авиационной техники, здесь стали смело применять КМ в таком ответственном и сложно нагружаемом агрегате, как лопасть НВ.

Эффективность применения КМ в силовых элементах лопастей определяется рядом преимуществ этих материалов по сравнению с металлами. В частности, аэродинамические и аэроупругие параметры лопастей композитов могут выбираться без учета ограничений, вызываемых технологическими процессами получения катаных,

экструдированных (прессованных) или механически обработанных металлических конструктивных элементов.

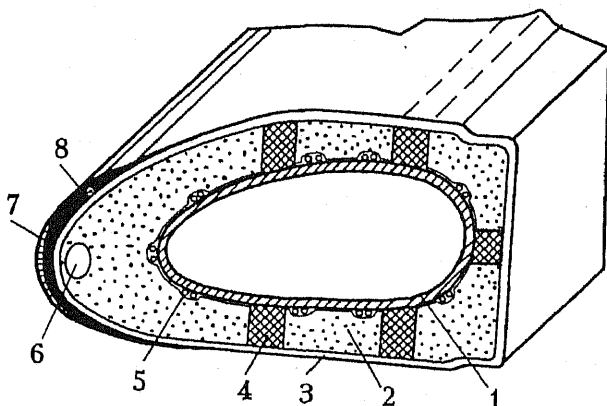


Рис. 2.3.3. Конструктивно-силовая схема носовой части лопасти вертолета Ми-26:

- 1 — стальной трубчатый лонжерон;*
- 2 — наполнитель из самовспенивающегося пенопласта;*
- 3 — обшивка из стеклопластика; 4 — компенсатор из пенопласта;*
- 5 — каналы системы обнаружения усталостных трещин в лонжероне;*
- 6 — электропроводка; 7 — противообледенная накладка;*
- 8 — нагревательная накладка*

Композитным конструкциям можно придать сложные аэродинамические формы, а регулируемая анизотропия материала позволяет создавать требуемую жесткость в пределах заданных аэродинамических и аэроупругих параметров. В результате достигается большая аэродинамическая эффективность винтов, определяемая отношением подъемной силы к аэродинамическому сопротивлению.

С помощью КМ, обладающих более высокой удельной прочностью, изготавливают лопасти меньшей массы, чем металлические. Снижение массы лопастей, в свою очередь, оказывает влияние на центробежные силы, инерцию ротора, частотные и другие характеристики.

Регулируемая в широких пределах анизотропия КМ позволяет получать необходимые конструктивные и демпфирующие параметры лопасти. Частота собственных колебаний лопасти может быть изменена не только перераспределением массы, но и выбором ар-

мирующих волокон, имеющих низкий или высокий модуль упругости, включая их гибридизацию (смешивание), степени армирования и ориентации армирующих волокон относительно оси лопасти. Крутильная жесткость лопасти может быть существенно увеличена за счет добавления слоев с ориентацией $\pm 45^\circ$ относительно размаха лопасти при незначительном изменении частот продольных колебаний.

Одним из возможных критериев оптимальности панели из КМ, обеспечивающим минимум ее массы, является условие совпадения траектории армирования с траекторией максимального главного напряжения. Как правило, КМ представляет собой совокупность однонаправленных или тканевых слоев с различными толщинами и углами ориентации волокон. Свойства такого материала определяются свойствами отдельных слоев и структурой.

Эффективная реализация достоинств композитов в конструкциях лопастей требует решения комплекса задач, связанных с выбором взаимно согласованных исходных компонентов (волокон и матрицы), определением рациональной структуры материала, соответствующей характеру внешних нагрузок и других воздействий с учетом специфических свойств материала и технологических ограничений при разработке элементов лопасти.

Механическое поведение КМ определяется высокой прочностью армирующих волокон, жесткостью матрицы и прочностью связи на границе «матрица — волокно».

Наибольшее применение получили стеклопластиковые КМ на эпоксидной матрице. Это объясняется в первую очередь низкой стоимостью стеклопластика. Дальнейшее развитие конструкции лопасти из КМ связано с использованием гибридных композиций — сочетания углеволокна с органоволокном и других подобных вариантов.

Углепластик, обладая высокой прочностью, чувствителен к ударным нагрузкам. Введение менее жесткого материала и защита поверхности лонжерона от каких-либо повреждений предоставляет возможности широкого применения подобных композиций.

Лонжерон с замкнутым коробчатым сечением *D*-образной формы может быть изготовлен методом намотки однонаправленной лентой на оправке. Этот метод изготовления лонжеронов лопасти широко применяется при крупном серийном производстве, где целесообразно максимально автоматизировать процесс изготовления. В практике ОКБ Н.И. Камова выбрана технология изготовления лон-

жерона частями методом выкладки из различных тканей или лент однонаправленного материала на оправках.

Листы материала лонжерона собирают в пакеты и подвергают предварительной опрессовке в автоклаве при невысокой температуре. Листы при этом слипаются, пакеты приобретают необходимые для дальнейшей сборки форму и жесткость, а полимеризации связующего практически не происходит. После опрессовки пакеты представляют собой профиль открытого контура.

Затем пакеты собираются совместно с центровочными грузами, нагревательным элементом и комлевыми пластинами в один блок, внутри которого располагается технологическая резиновая пресс-камера. Блок пакетов с пресс-камерой помещают в специальную пресс-форму, внутренний контур которой соответствует внешнему контуру носовой части лопасти.

В пресс-камеру подается сжатый азот, а пресс-форму нагревают. При этом лонжерон приобретает необходимую форму, связующее полимеризуется и все элементы лонжерона прочно склеиваются между собой. По окончании процесса прессования лонжерон извлекают из пресс-формы, удаляют из него пресс-камеру и обрезают замкнутый контур из различных армирующих наполнителей на разных связующих, в любом сочетании с неограниченными возможностями по их размещению в конструкции. К сборочному приспособлению для изготовления лонжерона заданного сечения предъявляется ряд требований при назначении режимов давления, нагрева, охлаждения и выдержки при отверждении. Эти требования направлены для исключения остаточных деформаций и коробления за счет температурных напряжений и неравномерности распределения массы материала и толщин в процессе формирования лонжерона.

Тип исходных КМ для лонжеронов выбирается в зависимости от летно-технических данных вертолета. Для малонагруженных лопастей вертолетов используется дешевая стеклоткань сатинового переплетения. Для высоконагруженных лопастей используются гибридные КМ на основе высокопрочной стеклоткани, углеродной ленты и технической ткани на эпоксидном связующем.

Применение гибридных КМ позволяет основной силовой элемент — лонжерон — изготавливать с практически любым заданным распределением масс и жесткостей по длине лопасти.

В силу требований, предъявляемых к лопастям, и учитывая действующие нагрузки, хвостовые секции лопасти должны отвечать следующим требованиям: прочность конструкции, минимальная масса, жесткость конструкции, достаточный ресурс (не менее ре-

сурса лонжерона лопастей), гладность аэродинамической поверхности, возможность изготовления в серийном производстве, возможность ремонта в полевых условиях и др.

В эксплуатации хорошо зарекомендовали себя хвостовые секции лопасти трёхслойной сотовой конструкции. Такая секция имеет обшивку, торцевые нервюры и стрингеры из технической ткани на основе органических волокон и наполнитель из сот. Применение в конструкции хвостовых секций самого легкого КМ дает возможность снизить массу секций по сравнению со стеклопластиком и увеличить ресурс.

Большой опыт, накопленный при эксплуатации вертолетов «Ка», показал, что лопасти из КМ имеют наилучшие эксплуатационные качества. Важнейшие из них состоят в следующем:

— большой запас прочности при фактически неограниченном по условиям выносимости ресурсе. Практический срок службы лопастей из КМ определяется степенью их естественного износа, зависящего от условий эксплуатации;

— повышение срока службы не только лопастей несущего винта, но и всего вертолета за счет снижения статических и динамических нагрузок в несущей системе, благоприятных частотных характеристик и уменьшения уровня вибраций вертолета. Это обеспечивается технологическим процессом, который позволяет изготавливать лонжерон с переменными по длине формой сечения и толщиной стенки, а также применять совместно разные типы армирующего материала с разной ориентацией. Эти важнейшие качества дают существенные преимущества не только перед металлическими лопастями, но и перед другими конструкциями лопастей из КМ;

— высокая степень ремонтпригодности. Благодаря ценным свойствам КМ — высокой стойкости к концентраторам напряжений и низкой скорости разрушения материала — достигается простота и доступность ремонта даже крупных повреждений лопасти в полевых условиях;

— высокая стойкость лопастей практически ко всем видам агрессивных веществ, топливам, ядохимикатам, маслам и пр.;

— стабильность летно-технических характеристик лопасти в процессе длительной эксплуатации в любых климатических условиях. Длительный опыт эксплуатации вертолетов с лопастями из КМ показал, что изменения механических свойств материала настолько незначительны, что они не влияют ни на летно-технические характеристики, ни на срок службы лопастей.

На характеристики КМ в процессе эксплуатации оказывает влияние влажность. Процессы, происходящие в полимерных мате-

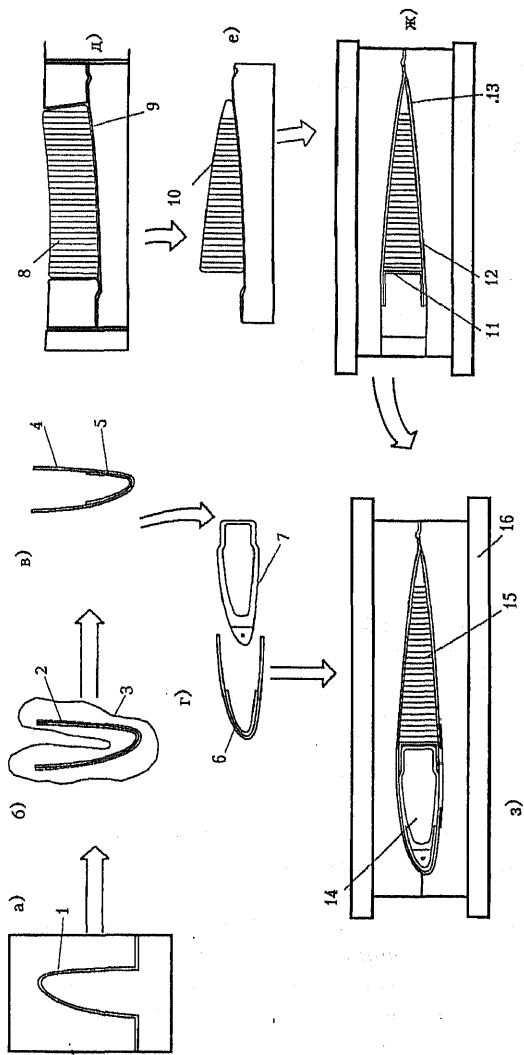
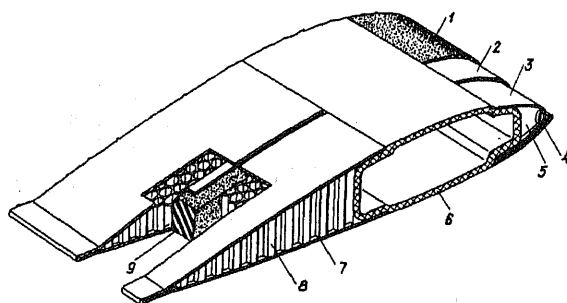


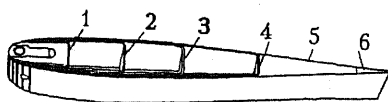
Рис. 2.3.4. Схема формирования элементов лопасти несущего винта вертолетов СН-47/СН-46:

а — формовка обтекателя; б — покрытие поверхности обтекателя; в — установка в обтекателе панели противообледенителя; г — установка на лонжерон обтекателя; д — склейка нижней обшивки с сотовым заполнителем; е — механическая обработка верхней поверхности сотового заполнителя; ж — сборка хвостовой части лопасти; з — формирование лопасти в пресс-форме;

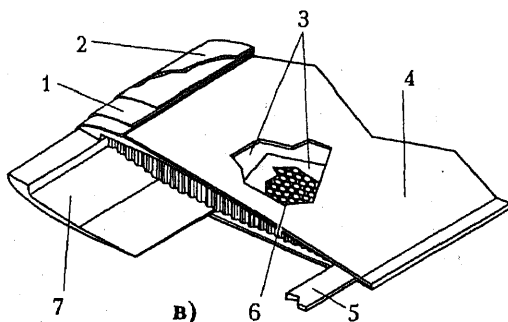
1 — обтекатель из титана; 2 — обтекатель с клеевым покрытием; 3 — волокнистый материал; 4 — обтекатель с покрытием; 5 — антиобледенитель; 6 — обтекатель лонжерона в сборе; 7 — лонжерон из композита; 8 — блок сотового заполнителя из бумаги; 9 — нижняя обшивка из композита; 10 — верхняя сформированная поверхность сотового заполнителя; 11 — стыковой профиль из композита; 12 — нижняя поверхность из композита; 13 — кромка без сотового заполнителя; 14 — носовая часть лопасти; 15 — хвостовая часть лопасти; 16 — станция сборочного стапеля



а)



б)



в)

Рис. 2.3.5. Конструктивно-силовая схема отсеков лопастей из композиционного материала:

а — типовое сечение лопасти вертолета Ка-26:

- 1 — резиновое покрытие; 2 — стеклопластиковый носок; 3 — оковка;
- 4 — трубка противообледенительной системы;
- 5 — противовлаттерный груз; 6 — лонжерон; 7 — стеклопластиковая обшивка; 8 — сотовый наполнитель; 9 — резиновый вкладыш;
- б — многоконтурный лонжерон:
- 1...4 — стенки лонжерона; 5 — обшивка; 6 — хвостовой стрингер в С-образная форма лонжерона:
- 1 — электротепловой элемент; 2 — антиабразивная накладка;
- 3...6 — элементы каркаса; 7 — лонжерон

риалах во внешней среде, существенно отличаются от коррозии металлов. Для полимерных композитов воздействие влаги связано с процессами сорбции ее связующим и межфазной границей, в результате которых наблюдается набухание матрицы и ослабление взаимодействия на границе «волокно — связующее». Все это приводит к уменьшению прочностных свойств материала, особенно при сжатии, сдвиге и растяжении в направлении, отличном от ориентации волокон. Наиболее критической является влажная среда при действии повышенных температур.

На рис. 2.3.4 приведена концепция производства лопасти вертолета СН-47/СН-46, выполненная из КМ. Лонжерон изготовлен методом намотки. Методом выкладки ткани сформулирован лонжерон вертолета Ка-26 (рис. 2.3.5, а).

Для повышения живучести лопасти и критических напряжений потери устойчивости нижнего пояса лонжерона применяется многоконтурный лонжерон (рис. 2.3.5, б).

Силовым элементом лопасти может быть лонжерон С-образного сечения (рис. 2.3.5, в).

2.3.2. ФОРМИРОВАНИЕ УПРУГО-МАССОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАСТИ НВ

При конструировании агрегатов вертолета следует стремиться к максимально возможному снижению их массы. Это требование особую важность представляет для лопасти НВ, поскольку от ее массы зависит действующая на нее центробежная сила и, как следствие, масса втулки. Однако при этом имеют место ограничения, определяемые минимально осуществимой конструктивно-технологической массой лопасти.

Уровень действующих в лопасти переменных напряжений и имеющиеся запасы при некоторых видах потери устойчивости (поворотно-маховой, хордовый и срывной флаттер, дивергенция и др.) зависят от массовой характеристики лопасти γ_0 :

$$\gamma_0 = \frac{C_y^\alpha \rho_0 b_{0,7} R^4}{2 I_{гип}}$$

где C_y^α — производная коэффициента подъемной силы C_y по углу атаки профиля лопасти (значения C_y^α при определении γ_0 принимаются равными 5,75); ρ_0 — плотность воздуха; $b_{0,7}$ — хорда

лопасти на радиусе $r = 0,7$; R — радиус лопасти; I — момент инерции лопасти относительно горизонтального шарнира.

Если положить $I_{\text{гп}} = k_I m_{\text{л}} R^2$, где $m_{\text{л}}$ — масса одной лопасти, k_1 — относительная координата центра масс по длине лопасти, то

можно записать: $\gamma_0 = \frac{C_y^\alpha \rho_0 b_{0,7} R^2}{2 k_I m_{\text{л}}}$. С учетом этих соотношений мас-

са одной лопасти будет определяться по формуле $m_{\text{л}} = \frac{k_{\text{л}}}{\pi} b_{0,7} R^2$,

где весовой коэффициент $k_{\text{л}} = \frac{C_y^\alpha \rho_0 \pi}{2 k_I \gamma_0}$.

Отсюда следует, что весовой коэффициент $k_{\text{л}}$ обратно пропорционален массовой характеристике γ_0 . Чем выше γ_0 , тем меньше масса лопасти.

Поскольку обеспечить нормальную работу несущего винта удастся только при значениях массовой характеристики не больше чем $(\gamma_0)_{\text{max}}$ (считается, что для лопастей несущего винта $(\gamma_0)_{\text{max}} \approx 7$), то вводится понятие о минимально возможном значении весового коэффициента $(k_{\text{л}})_{\text{min}}$. Значению $(\gamma_0)_{\text{max}} \approx 7$ соответствует величина $(k_{\text{л}})_{\text{min}} = 5,5$.

Однако масса почти всех серийно изготовленных лопастей, за малым исключением, выше, чем определяемая указанным коэффициентом $(k_{\text{л}})_{\text{min}}$.

Это объясняется как стремлением к снижению действующих в лонжероне лопасти переменных напряжений, падающих с уменьшением γ_0 , так и тем, что более действенным оказывается другое ограничение — конструктивно-технологическое. Это ограничение связано с минимально допустимыми толщинами стенок деталей лопасти. Толщины стенок лонжерона нельзя уменьшать ниже определенных пределов, исходя из технологических ограничений, допустимых деформаций на кручение, изгиба поясов лонжерона под действием аэродинамических сил, а также для исключения потери устойчивости нижнего пояса лонжерона при ударе лопасти об ограничитель при остановке винта. По эксплуатационным, технологическим и прочностным соображениям не удастся снизить и толщину деталей каркаса. Эти и ряд других ограничений конструктивно-технологического характера приводят к относительному уве-

личению массы малых лопастей. Поэтому значение $k_{л}$ оказывается обычно большим для малых лопастей ($R = 4$ м, $k_{л} \geq 12$, $\gamma_0 = 4,5$) и меньшим для больших ($R \geq 16$ м, $k_{л} = 5,5$, $\gamma_0 = 7$). В связи с этим удобно ввести понятия о конструктивно-технологической массе лопасти и о массе, требуемой для обеспечения нормальной работы НВ.

Совершенствование конструирования и технологии изготовления лопасти, появление новых, более прочных материалов и упрочняющих процессов обработки позволяют снижать ее конструктивно-технологическую массу, обеспечивая необходимую прочность при больших переменных напряжениях, возникающих, в частности, при увеличении массовой характеристики γ_0 . Однако этому снижению массы препятствуют трудности обеспечения нормальной работы НВ. Опыт создания лопастей показывает, что большая часть явлений, препятствующих нормальной работе НВ, достаточно легко устраняется при относительно тяжелых лопастях, когда массовая характеристика лопасти не более чем $\gamma_0 = 4-5$, и существенно труднее при относительно более легких лопастях, когда $\gamma_0 = 6-7$. С другой стороны, снижение конструктивно-технологической массы оказывается более успешным для лопастей больших размеров и легко приводит к созданию лопастей с большими массовыми характеристиками, но не позволяет получать такие же результаты для малых лопастей.

Вследствие этого для снижения массы лопастей малого диаметра требуется решение главным образом конструктивно-технологических проблем, а снижение массы лопастей большого диаметра связано с решением проблемы обеспечения нормальной работы НВ с лопастями, имеющими массовую характеристику $\gamma_0 \geq 7$.

Для разных размеров НВ оптимальными с точки зрения минимально осуществимой массы, определяемой технологическими возможностями и требованиями статической прочности, могут оказаться различные типы конструкции лопастей.

Применение новых технических решений позволит снизить минимально осуществимую массу в некоторых современных конструкциях лопастей или расширить область применения той или иной конструкции. Необходимость соблюдения других условий может заметно повлиять на данные выводы, хотя выход из положения не обязательно должен быть сопряжен с большими затратами массы.

Среди многих условий, диктуемых прочностью лопасти, обязательны для выполнения два весьма важных требования статической прочности:

$$\sigma_{\text{цс}} \leq [\sigma_{\text{цс}}]_{\text{доп}}; \quad \sigma_{\text{изг}} \leq [\sigma_{\text{изг}}]_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{разр}}}{f \bar{\delta}},$$

где $\sigma_{\text{цс}}$ и $[\sigma_{\text{цс}}]_{\text{доп}}$ — действующие и допускаемые при заданном ресурсе напряжения от центробежной силы. $[\sigma_{\text{цс}}]_{\text{доп}} = 260$ МПа при $\sigma_{\omega} = \pm 250$ для стальной трубы, $[\sigma_{\text{цс}}]_{\text{доп}} = 80$ МПа для пресованного профиля из АВТ-1 и лонжерона из стеклопластика; $\sigma_{\text{изг}}$ и $[\sigma_{\text{изг}}]_{\text{доп}}$ — действующие и допускаемые напряжения от изгиба при падении лопасти на ограничитель; $\sigma_{\text{разр}}$ — напряжения изгиба в лонжероне, приводящие к разрушению лопасти; f — коэффициент безопасности ($f = 1,5$); $\bar{\delta}$ — коэффициент увеличения максимальных напряжений при падении на ограничитель по отношению к напряжениям от собственного веса лопасти. Поскольку $\bar{\delta}$ зависит от параметров лопасти и угла подъема лопасти, с которого рассматривается ее падение на ограничитель, то и $[\sigma_{\text{изг}}]_{\text{доп}}$ также будет величиной переменной (для лопасти со стальной трубой можно принять $[\sigma_{\text{изг}}]_{\text{доп}} = 260$ МПа).

Допустимое напряжение в лопасти от действия центробежной силы (статическая нагрузка) $\sigma_{0\text{доп}}$ при заданной величине ресурса связано определенной зависимостью с амплитудой σ_{ω} (рис. 2.3.6). Амплитуда изгибных динамических напряжений σ_{ω} характеризует усталостную прочность (выносливость) лонжерона. Чем больше по-

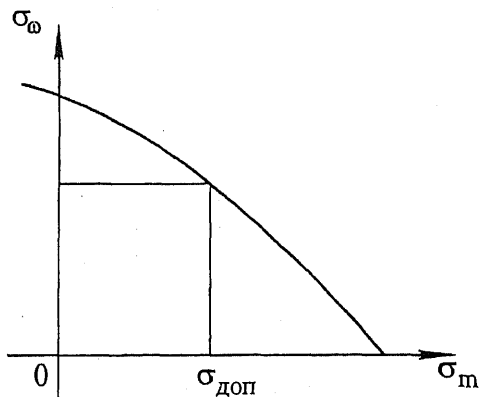


Рис. 2.3.6.
Примерный
вид диаграммы Хейя

стоянная часть напряжения σ_m , тем меньше амплитуда напряжений σ_ω при которой конструкция выдерживает заданное число циклов N . Как видно из графика, в области постоянной части напряжения сжатия ($-\sigma_m$) пределы выносливости σ_ω существенно возрастают. Это обстоятельство используется при упрочнении поверхности детали наклепом (обкаткой, виброупрочнением, дорнованием и т.п.).

Выполнение этих условий необходимо и для обеспечения динамической прочности и ресурса лопасти. Выбранные значения $[\sigma_{\text{цс}}]_{\text{доп}}$ должны обеспечивать прочность лонжерона при раскрутке НВ и при падении лопасти на ограничитель свеса. В последнем случае необходимо исключить потерю статической устойчивости лонжерона.

При увеличении радиуса, удлинения и массы лопасти увеличивается прогиб лопасти от собственного веса. Если не принять специальные меры, улучшающие компоновку вертолета, то прогиб конца лопасти оказывается строго ограниченным вследствие возможности задевания лопасти за конструкцию вертолета. У малых вертолетов относительный прогиб меньше, чем у больших. Поэтому проблема ограничения по прогибу лопасти особенно актуальна для больших вертолетов. Обычно по компоновочным соображениям у таких вертолетов относительный прогиб конца лопасти не должен превышать допустимого значения прогиба $[\bar{y}_R]_{\text{доп}}$:

$$[\bar{y}_R]_{\text{доп}} \approx 0,12.$$

Если принять допущения, что моменты инерции сечений лопасти пропорциональны четвертой степени ее хорды, то прогиб конца лопасти может быть определен по выражению

$$y_R = \frac{k_{yR} m_{\text{л}} R^3}{b^4} = \frac{k_{yR} m_{\text{л}} \lambda^3}{b},$$

где коэффициент пропорциональности k_{yR} , характеризующий совершенство компоновки лопасти по достигнутому уменьшению ее прогиба, зависит от конструкции лопасти, материала ее лонжерона, распределения моментов инерции и погонной массы лопасти по ее длине. Этот коэффициент для ряда построенных лопастей находится в пределах $k_{yR} = (0,38 \dots 0,5) 10^6 \text{ м}^2/\text{кг}$.

Требование статической прочности приводит к разделению лопасти на три участка по длине (рис. 2.3.7), различающихся по характеру нагружения от центробежной силы и собственного веса: балластный участок на конце лопасти $R - r_2$, средний разрывной участок $r_2 - r_1$ с предельно допускаемыми напряжениями от растяжения и участок комлевого утяжеления $r_1 - r_0$ лопасти из-за повышенных изгибающих моментов от собственного веса, появляющийся при удлинении лопасти сверх определенных значений.

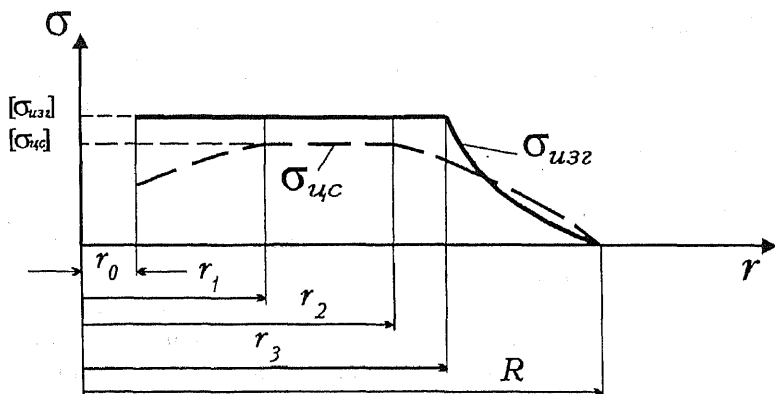


Рис. 2.3.7. Схема изменения статических напряжений в зависимости от радиуса лопасти

Балластный участок на конце лопасти. Если бы технологические возможности позволили уменьшить сечение лонжерона при $\bar{r} = 1,0$ до нуля, то протяженность балластного участка лопасти свелась бы к нулю. На балластном участке не выполняется требование равнопрочности, т.к. $[\sigma_{\text{цс}}]_{\text{доп}} > \sigma_{\text{цс}}$. Таким образом, масса лопасти оказывается связанной с толщиной стенки концевой части лонжерона. Чем тоньше стенка концевой части лонжерона, тем ниже масса балластной части лопасти и ее общая масса. Например, весьма трудно, хотя и возможно, изготовить металлическую трубу лонжерона с толщиной стенки на конце меньше, чем $\delta = 2$ мм для лопастей НВ диаметром $D \approx 20$ и $\delta = 3-4$ для лопастей $D \approx 30$ м.

Средний разрывной участок лонжерона.

По мере приближения к комлю лопасти от r_2 к r_1 площадь сечения лонжерона должна увеличиваться для сохранения постоянными напряжений от центробежных сил:

$$\sigma_{цс} = \left[\sigma_{цс} \right]_{\text{доп}} = \text{const.}$$

Если провести специальные испытания, раскрутив НВ до частоты вращения, намного превышающей рабочую, то лопасть должна разорваться именно на этом участке — отсюда и название этого участка лопасти.

Возрастает к комлю и действующий в сечении лопасти изгибающий момент от собственного веса лопасти. На радиусе r_3 напряжения изгиба становятся равными допускаемому напряжению $\sigma_{изг} = \left[\sigma_{изг} \right]_{\text{доп}}$.

При малых относительных массах каркаса r_2 может оказаться меньше r_1 , т.е. средний участок лопасти может пропасть.

Участок комлевого утяжеления лопасти может появиться у лопастей НВ особо больших диаметров и у лопастей с необычно большими удлинениями. С увеличением поперечных размеров сечения лонжерона (при сохранении толщин его стенок неизменными) критические напряжения потери устойчивости при его изгибе в направлении действия сил собственного веса лопасти значительно падают. Масса наконечника у существующих серийных лопастей НВ составляет обычно от 10 до 17% массы лопасти.

2.3.3. ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ЛОНЖЕРОНА НА СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАСТИ В ПЛОСКОСТИ ВЗМАХА И ВРАЩЕНИЯ

Если посмотреть резонансные диаграммы, построенные для самых различных по конструкции лопастей с шарнирными креплениями, то оказывается, что различаются они незначительно. При этом отличие чаще всего определяется разницей в жесткостях лопастей на изгиб, в меньшей степени — отклонениями в массовых характеристиках лопасти. Это объясняется тем, что конструктор в процессе работы руководствовался множеством различных требований, ограничивающих возможности варьирования параметрами лонжерона лопасти.

При заданной общей массе конструкции максимально жесткая лопасть получается, если материал лонжерона расположить по кон-

туру профиля, т.е. если вписать лонжерон в профиль лопасти. При этом большой процент массы лопасти можно вложить в ее силовой элемент — лонжерон. Такие лопасти обычно наиболее выгодны с точки зрения величины действующих напряжений. Более простыми в производстве оказывались лопасти со свободной формой сечения лонжерона (например, в виде трубы), не вписанной в ее профиль. Такие лопасти обладают малым сопротивлением изгибу и дают наименее удачную резонансную диаграмму при колебаниях в плоскости взмаха.

По динамическим характеристикам в плоскости взмаха можно выделить следующие типы лопастей.

Лопасть, основанная на трубчатом стальном лонжероне с неработающим при изгибе каркасом, имеет малую жесткость в плоскости взмаха. У лопастей этого типа особенно резко проявляются резонансы на режимах малых скоростей полета, поэтому их ресурс, как правило, ограничивается пребыванием на режимах малых скоростей.

С увеличением жесткости частоты собственных колебаний лопасти уходят от резонансов. Конструктивно это выполняется в виде *лопасти с контурным (или близким к этой форме) вписанным в профиль лонжероном* — стальным, дюралюминовым, титановым или выполненным из КМ.

При конструировании лопасти необходимо также обеспечить отстройку от резонансов и в плоскости наибольшей жесткости лопасти, которая обычно совпадает с плоскостью хорд. Потому жесткостные характеристики лопасти в этой плоскости могут изменяться в более широких пределах, чем в плоскости взмаха. Начиная с круглой трубы, сечение лонжерона может быть увеличено до размеров, занимающих практически весь профиль от передней до задней кромки. Однако здесь вступают в силу определенные ограничения. Так, увеличение ширины лонжерона по хорде обязательно приводит к сдвигу центровки лопасти к задней кромке, что обычно недопустимо с точки зрения требований, предъявляемых для исключения флаттера.

При снижении жесткости лонжерона путем уменьшения его ширины одновременно падает и крутильная жесткость лопасти. Это обстоятельство является одним из факторов, препятствующих созданию лопастей с очень малой жесткостью в плоскости вращения.

Лопастей с трубчатым лонжероном и неработающим при изгибе каркасом имеют частоты собственных колебаний в плоскости вращения примерно такие же, как и в плоскости тяги.

2.3.4. СВЯЗЬ МЕЖДУ МАССОВЫМИ И ЖЕСТКОСТНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ЛОПАСТИ И ЕЕ СОБСТВЕННЫМИ ЧАСТОТАМИ

Необходимым условием для снижения уровня переменных напряжений в лопасти является обеспечение отсутствия резонансов частот ее собственных колебаний с возбуждающими силами. Особенно важным это требование становится для тяжело нагруженных винтов, где может проявиться влияние срыва потока.

Собственные частоты лопасти являются функциями от законов распределения погонной массы лопасти q изгибной жесткости по радиусу EI .

В качестве критерия нагруженности лопасти принимается величина переменных напряжений в плоскости тяги на относительных радиусах $\bar{r} = 0,6-0,8$.

Для некоторых лопастей элементом, определяющим ресурс, является комлевая часть лопасти (комлевой стык, проушины крепления, участки резких перепадов жесткостей). Прочность лопасти в комле может быть повышена местными усилениями конструкции, практически не изменяющими общую массу и жесткость лопасти.

2.3.5. ОТСТРОЙКА ОТ РЕЗОНАНСА

Силы, действующие на лопасть, представляют собой суммы отдельных гармонических составляющих (гармоник), каждая из которых зависит от параметров самой лопасти, втулки, режима полета вертолета и изменяется с определенной частотой, кратной частоте вращения НВ. Суммируясь на втулке по определенному закону, переменные составляющие сил, действующих на лопасти, являются источником вибраций конструкции вертолета. Постоянные составляющие аэродинамических сил всех лопастей, суммируясь на втулке, образуют тягу, продольную и боковую силы НВ.

Собственные колебания лопасти подчиняются определенным закономерностям. В процессе этих колебаний упругая линия лопасти принимает формы, близкие к синусоидам. Собственные колебания по каждой такой форме могут происходить только с вполне определенной частотой, зависящей от жесткостных и массовых характеристик лопасти. При колебаниях лопасти в поле центробежных сил частоты собственных колебаний увеличиваются с ростом центробежной силы.

Эффективным способом анализа напряженного состояния лонжерона лопасти НВ являются расчет и построение так называемой резонансной диаграммы, которая позволяет оценить возможность резонансных колебаний лопасти во всем диапазоне частот вращения НВ (рис. 2.3.8). Резонансная диаграмма характеризует зависимость частот собственных колебаний лопасти p_i и частот гармоник аэродинамической нагрузки, возбуждающей колебания лопасти по i -й собственной форме, от частоты вращения винта $n = \frac{\omega}{2\pi}$ ($i = 1, 2, 3, \dots$ —

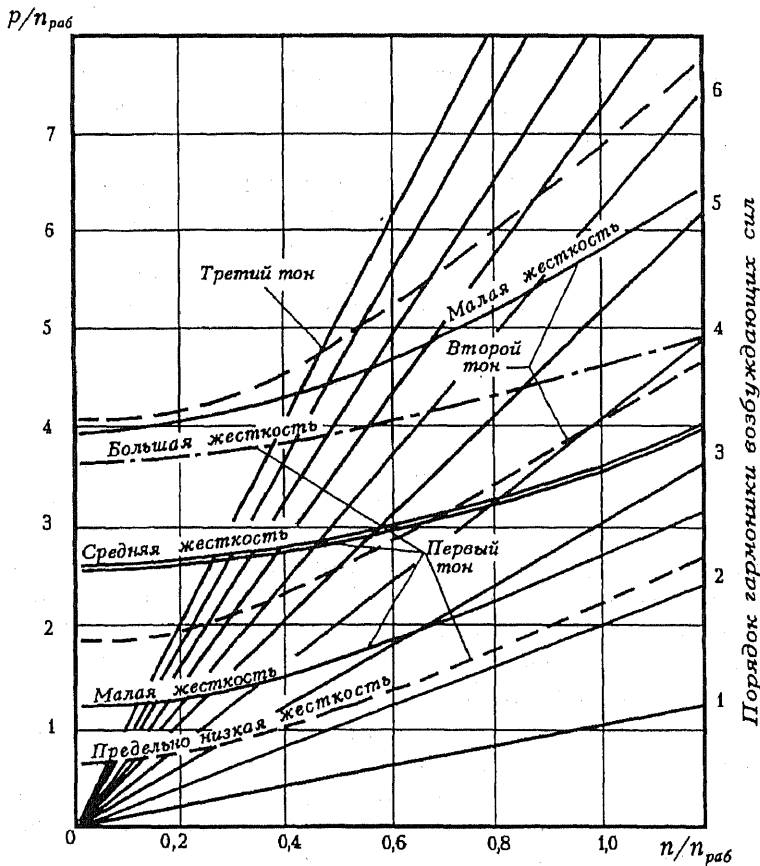


Рис. 2.3.8. Резонансные диаграммы различных типов лопастей в плоскости вращения

число, показывающее количество воздействий возбуждающей силы на лопасть за один оборот НВ).

Точки пересечения кривых (собственных частот) и прямых (частот гармоник аэродинамической нагрузки) соответствуют резонансу. На этом режиме работы НВ даже при небольшой амплитуде гармоник аэродинамической нагрузки в лопасти возникают большие переменные напряжения. Поэтому при конструировании лопасти принимают необходимые меры для того, чтобы «отстроить» ее от резонанса по всем тонам собственных колебаний, т.е., чтобы резонансные точки располагались вне зоны рабочей частоты $n_{\text{раб}}$ вращения винта в полете.

2.3.6. ОТСТРОЙКА ОТ ФЛАТТЕРА ЛОПАСТЕЙ

Физика явлений флаттера НВ аналогична явлениям, наблюдаемым при изгибно-крутильном и изгибно-элеронном флаттере крыла.

При изгибном флаттере лопасть колеблется в плоскости взмаха по форме, близкой к какому-нибудь одному тону собственных колебаний лопасти на изгиб, и закручивается по форме, близкой к форме первого тона собственных колебаний на кручение.

Лопасть НВ, в отличие от крыла, имеет шарнирное крепление к втулке в горизонтальной и вертикальной плоскости, а также осевой шарнир, относительно которого она поворачивается.

В осевом подшипнике, нагруженном центробежной силой, при повороте лопасти возникает трение. Помимо центробежной силы, на момент трения в осевом шарнире влияет величина предварительной затяжки упорного подшипника. Сальники осевого шарнира дают значительный момент трения, не зависящий от величины действующей центробежной силы.

Трение в осевом подшипнике повышает критическую скорость флаттера. Эффективность фрикционного трения уменьшается с ростом угловой скорости относительных перемещений в осевом шарнире при вынужденных колебаниях лопасти. Поэтому критическая скорость флаттера в полете уменьшается, т.к. с увеличением скорости полета относительные перемещения в осевом шарнире обычно возрастают.

Маховое движение лопасти, наличие компенсатора взмаха и принудительное циклическое изменение углов установки лопасти в значительной степени усложняют расчет критической скорости флаттера НВ.

Улучшение флаттерных характеристик лопасти НВ достигается перемещением к передней кромке ее центра тяжести и уменьшением компенсатора взмаха. При этом положение фокуса должно быть возможно более задним.

Таким образом, при конструировании лопасти необходимо правильно задавать ее поперечную центровку. Обычным способом создания необходимой поперечной центровки является рациональное распределение материала лонжерона по хорде лопасти, максимально допустимое облегчение ее хвостовой части. Корректировка центровки лопасти осуществляется установкой в ее носовой части противовеса — балансировочного груза на внешней по радиусу части лопасти. Опыт эксплуатации вертолетов показывает, что удовлетворительной величиной является центровка лопасти с радиуса от $\bar{r} \geq 0,6$ до $\bar{r} = 1,0$ порядка 23—24% хорды лопасти (считая от передней кромки). В некоторых случаях эта величина может значительно измениться.

Очень важным параметром, сильно влияющим на критическую скорость флаттера, является жесткость на кручение лопасти и жесткость системы управления углом ее установки — $C_{упр}$ (рис. 2.3.9).

При конструировании элементов механической силовой системы управления (автомата перекоса, качалок управления, шарнирных узлов, узлов крепления бустеров) необходимо стремиться к увеличению их жесткости и устранению свободных люфтов в шарнирных узлах.

Несущие и рулевые винты должны быть проверены на флаттер. Для обеспечения безопасности от флаттера необходимо, чтобы на всех режимах полета критическая скорость флаттера $V_{фл}$ была не менее чем на 20% выше максимально допустимых скоростей полета на этих режимах, а критические частоты вращения $n_{фл}$ должны не менее чем на 20% превышать максимально допустимые частоты вращения винтов при эксплуатации на каждом режиме полета.

$V_{фл}$ и $n_{фл}$ должны определяться путем расчетов на флаттер, натуральных наземных испытаний винтов на флаттер. В отдельных случаях следует использовать результаты испытаний динамически подобных моделей в аэродинамических трубах на всех режимах полета. Результаты испытаний моделей и расчеты на флаттер уточняются на основании результатов специальных частотных испытаний натурного вертолета.

При натуральных наземных испытаниях вертолета необходима проверка наличия необходимого запаса по поперечной центровке лопа-

сти. При этом флаттер не должен возникать во всем диапазоне рабочих частот вращения винта вплоть до n_{\max} при установке на лопастях НВ провоцирующего груза, укрепленного на задней кромке лопасти и смещающего назад эффективную поперечную центровку лопасти. Масса груза выбирается так, чтобы компенсировать неблагоприятное влияние условий полета на безопасность от флаттера во всем диапазоне скоростей, а также максимальный разброс по поперечной центровке из-за допусков, принятых при изготовлении лопасти.

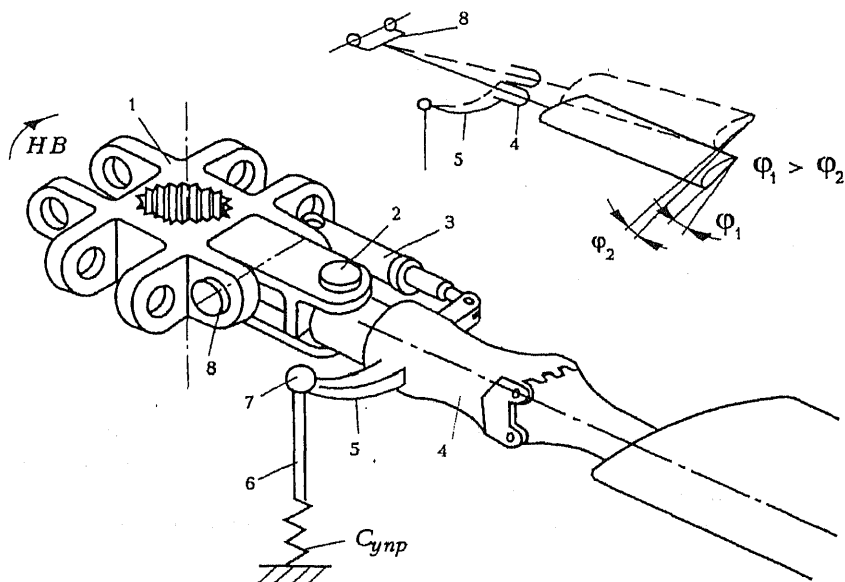


Рис. 2.3.9. Схема шарнирного крепления лопастей НВ к втулке:
 1 — ступица втулки; 2 — ВШ; 3 — демпфер; 4 — ОШ;
 5 — поводок управления шагом лопасти, играющий также роль регулятора взмаха; 6 — тяга управления; 7 — шарнир; 8 — ГШ;
 НВ — направление вращения; $C_{упр}$ — жесткость силовой проводки управления углом установки лопасти.

Сверху — схема изменения угла φ установки лопасти при ее взмахе под действием регулятора взмаха

Если величина $n_{фл}$ существенно зависит от изменения температуры окружающего воздуха, типа смазки и др., то необходимо увеличить провоцирующий груз для учета влияния этих факторов.

Значение запаса по эффективной поперечной центровке для наземной проверки лопастей на флаттер для вертолета каждого типа устанавливается исполнителем.

Отсутствие флаттера в полете должно быть подтверждено в процессе летных испытаний путем измерения характерных для флаттера параметров на скорости, равной $1,1V_{\max}$, но не более $V_{\max} + 30$ км/ч. При этом допускается полет со снижением.

2.3.7. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ФОРМИРОВАНИЯ УПРУГО-МАССОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАСТИ НВ

1. На основании данных технического задания на проектирование лопасти НВ вертолета формируется КСС лопасти.
2. Проводится статический расчет лопасти, и проверяются условия

$$\sigma_{\text{цс}} = \left[\sigma_{\text{цс}} \right]_{\text{доп}}; \quad \sigma_{\text{изг}} = \left[\sigma_{\text{изг}} \right]_{\text{доп}}; \quad y_{\text{к}} = \left[y_{\text{к}} \right]_{\text{доп}}.$$

Если какие-нибудь из условий не выполняются, то рассчитываются поправки на увеличение моментов инерции сечений и производится пересчет силовых элементов сечений лопасти.

Определяются толщины конструктивных элементов для сечений по всей длине лопасти. Вычисляются все геометрические, массовые и центровочные характеристики лопасти: моменты инерций в плоскостях наибольшей и наименьшей жесткости; положение главных осей сечений; масса лопасти; ее центровка и т.п. Параллельно с этим подсчитываются жесткости на кручение сечений и определяются критические напряжения потери устойчивости нижней панели лонжерона.

3. Определяются эффективная центровка лопасти и, если она оказывается больше заданной, производится расчет необходимой массы противовеса, который распределяется в передней части профиля.

4. Определяются частоты и формы собственных колебаний лопасти в плоскостях наибольшей и наименьшей жесткости и, если частоты не удовлетворяют условиям отстройки от гармоник внешней нагрузки на заданную величину, формируются данные для программы перераспределения сосредоточенных масс и моментов инерции по радиусу лопасти. Применение КМ позволяет формировать изгибную и крутильную жесткости лопасти соответствующей ориентацией армировки без изменения массы лопасти.

5. Находятся поправки к распределению жесткости лопасти и массы по длине лопасти, и тем самым осуществляется отстройка

от резонансов. При этом вариации моментов инерции, необходимые для корректировки частот колебания лопасти в плоскости тяги, реализуются непосредственно в изменении толщин сечения силовых элементов. Вариации моментов инерции, необходимые для изменения частот колебания в плоскости вращения, получаются как за счет изменений положения передней и задней стенок лонжерона по хорде лопасти, так и ширины стрингера и малых добавок в толщинах носовой оковки и хвостовой обшивки. Таким образом, обеспечивается независимая отстройка частот колебания лопасти в плоскости тяги и в плоскости вращения. Увеличение или уменьшение только массы лопасти без изменения жесткости, потребное для корректировки частот колебания как в одной, так и в другой плоскости, достигается за счет противовеса.

6. Находятся поправки для ширины и положения лонжерона вдоль хорды, толщин носовой оковки и хвостовой обшивки, необходимые для обеспечения приемлемого уровня напряжения сжатия в нижней панели лонжерона и крутильной жесткости сечения.

7. Определяются все интегральные характеристики лопасти после нескольких итераций. После этого процесс формирования параметров лопасти на основе статических расчетов заканчивается.

8. Проводится расчет «земного» резонанса вертолета и, если это необходимо, корректировка частоты первого тона собственных колебаний лопасти в плоскости вращения.

9. Проводится расчет лопасти на крутильно-маховой флаттер. Необходимый запас по эффективной центровке на заданной скорости полета обеспечивается корректировкой массы противовеса. Если расчетные напряжения превышают допустимые, корректируют моменты инерции сечения лопасти.

2.3.8. КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ СТЫКА ЛОПАСТИ С ВТУЛКОЙ

Особое внимание при конструировании лопасти уделяется формированию комлевой части, где осуществляется переход от регулируемой зоны лонжерона к стыковочным болтам лопасти.

Стыковочные узлы лопасти с элементом втулки (рис. 2.3.10, а) нагружаются изгибающими моментами в вертикальной $M_{изг.в}$ и горизонтальной $M_{изг.г}$ плоскостях, растяжением от центробежной силы $P_{цс}$, крутящим моментом $M_{кр}$, шарнирным моментом $M_{ш}$ и перерезывающими силами $P_{гп}$ и $P_{вп}$.

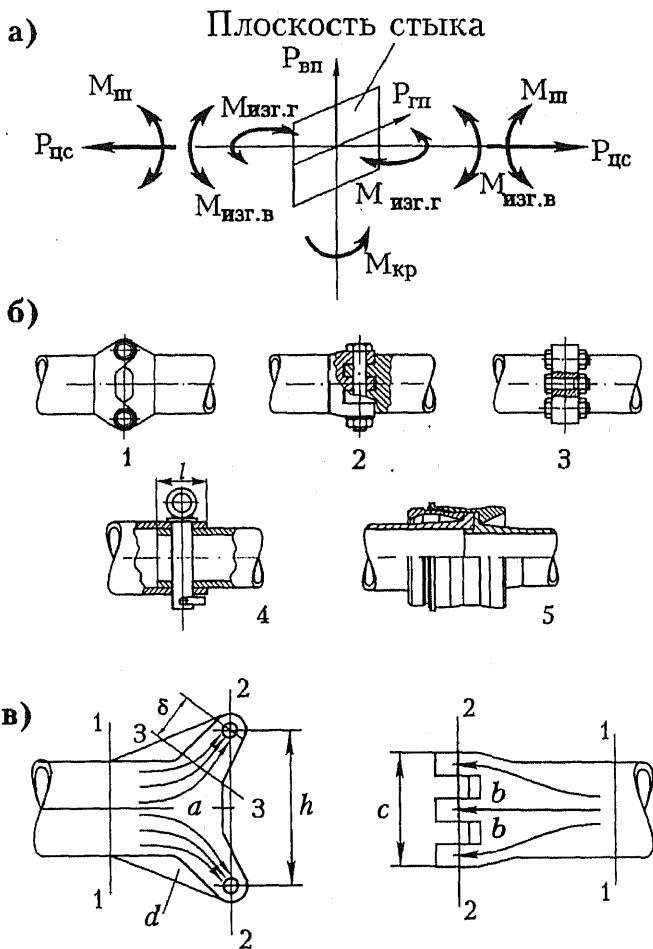


Рис. 2.3.10. Конструктивно-силовая схема узлов стыковки лопасти:

a — расчетная схема нагружения стыковочного узла;

б — типы стыковочных узлов;

1, 2 — гребенчатые стыки с горизонтальным и вертикальным расположением болтов; 3 — фланцевый стык; 4 — телескопический стык;

5 — резьбовой стык;

в — формирование потока напряжений в зоне гребенчатого стыка:

1—1 — регулярная зона; 2—2 — зона концентрации напряжений; 3—3 —

расчетная зона на усталость гребенчатого стыка; *h* — разнос стыковочных болтов; *c* — ширина гребенчатого соединения

Величины сил и моментов, приходящихся на стыковочный узел, определяются режимом полета и носят динамический характер.

Главной задачей при конструировании этого узла является обеспечение его надежности в процессе эксплуатации вертолета. Основное в решении этой проблемы — конструктивно-технологические мероприятия, направленные на смягчение концентраторов сил и напряжений в зонах болтовых соединений и применение запасов прочности, обеспечивающих максимальную надежность всех элементов стыка.

Возможные КСС стыков показаны на рис. 2.3.10, б. В частности, наибольшее распространение получили гребенчатые стыки с горизонтальным (рис. 2.3.10, б, поз. 1) или вертикальным (рис. 2.3.10, б, поз. 2) расположением стыковочных цилиндрических или конических болтов. В зоне стыка (рис. 2.3.10, в) концентрация напряжений определяется конфигурацией гребенки и ее жесткостью. Конфигурация определяется расстоянием между осями стыковочных болтов h и шириной гребенчатого соединения c . Равномерный поток напряжений в регулярной зоне 1—1 при переходе в нерегулярную зону 2—2 претерпевает изменение направления и плотности. Возникают «застойные» зоны a, b . По ширине стыка за счет упругости проушин происходит неравномерное нагружение стыковочного болта по длине. Поэтому при выборе формы зоны гребенчатого соединения необходимо стремиться к созданию плавного поля напряжений и обеспечению соответствующей упругости проушин.

Необходимо иметь в виду, что расчетным случаем для проушины может быть сечение 3—3, т.к. за счет выноса болтового соединения δ консоль работает на усталость при изгибе. Для повышения несущей способности гребенчатого стыка необходимо включить ребра жесткости d .

В процессе минимизации массы стыковочного узла варьируют величины h и c . Например, изменяя величину h (рис. 2.3.11), можно определить область минимальной массы стыковочного узла. Окончательное решение принимается с учетом эксплуатационных требований, в частности, удобства стыковки лопасти. Горизонтальное положение стыковочных болтов позволяет после установки нижнего болта использовать его в качестве шарнира и, повернув относительно него лопасть вверх, осуществить установку верхнего болта. При вертикальном расположении стыковочных болтов затрудняется монтаж и демонтаж лопастей (особенно большой длины и массы) при навеске на втулку, расположенную на большой высоте.

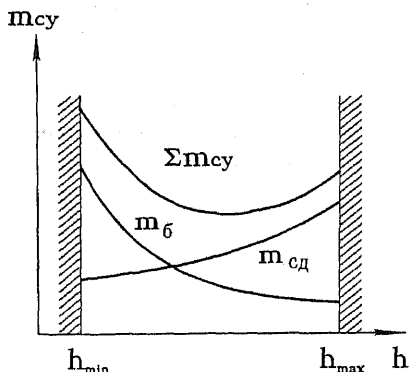


Рис. 2.3.11.
 Зависимость массы
 стыковочного узла m_{cy}
 от разности
 стыковочных болтов h :
 m_b — масса стыковочных болтов;
 m_{cd} — масса стыкуемых деталей;
 Σm_{cy} — масса узла стыковки
 с лопастью

Для повышения выносливости элементов стыка применяют современные технологические методы упрочнения поверхности: термообработку, виброударный метод, раскатку отверстий, антикоррозионные и антифрикционные покрытия, полировку поверхностей и т.п. Для предохранения поверхности отверстия проушин от фрикционного повреждения при применении стыковочных болтов цилиндрической формы целесообразно устанавливать на клею в отверстия разрезную втулку (жертвенную деталь). Осевая затяжка конусных болтов в отверстия создает радиальные напряжения сжатия на поверхности проушин и исключает фрикционную коррозию в соединении. Выносливость такого соединения существенно повышается. Недостатком конических соединений является сложность демонтажа, обеспечения взаимозаменяемости стыка и создания при затяжке конического болта напряжений изгиба в проушинах гребенки.

При формировании стыковочного узла лопасти необходимо использовать все современные методы, обеспечивающие его надежность и требуемый ресурс. Так, например, при разработке конструкции стыка лопасти вертолета Ми-6 отказались от традиционного метода соединения наконечника с лонжероном при помощи болтовых соединений. В комлевом стыке (см. рис. 2.3.2) центробежная сила от фланца лонжерона 3 передается на наконечник 1, крутящий момент передается на наконечник при помощи штифтов 15, а изгибающий момент воспринимается в зонах a и b . Для исключения фреттинг-коррозии в зоне b установлена прокладка 11 (жертвенная деталь), опорная коническая разрезная бронзовая конусная втулка 8 фиксируется гайкой 9 и пружиной 7.

При создании вертолета Ми-26 реализована идея монолитного узла (лонжерон — стыковочный узел за одно целое) (рис. 2.3.12). Успехи в области металлургии позволили создать стальной трубчатый лонжерон с обсадным комлем. После механической обработки комлевому стыку придается заданная форма. Такое решение существенно повысило ресурс лопасти при уменьшении массы ее комлевой части.

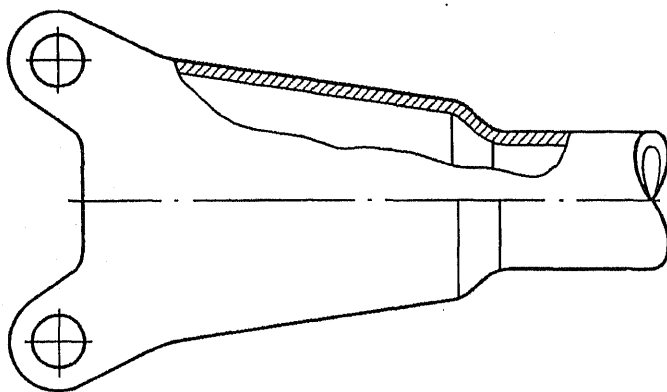


Рис. 2.3.12. Стыковочный узел лопасти вертолета Ми-26

Фланцевый стык (см. рис. 2.3.10, б, поз. 3) за счет предварительной затяжки позволяет передавать крутящий момент силами трения по внутренним поверхностям фланца, исключая фреттинг-коррозию в болтовых соединениях. Учитывая явление релаксации, необходимо контролировать усилие затяжки болтов. При наличии подобного стыка установка лопастей больших размеров затруднена.

Телескопический стык (см. рис. 2.3.10, б, поз. 4) был применен на вертолете Ка-15. В этом стыке наиболее рационально организована передача нагрузок с лонжерона лопасти на элемент втулки. Соединение осуществляется одним болтом большого диаметра. Центробежная сила и крутящий момент воспринимаются болтом на срез, изгибающие моменты воспринимаются на базе заделки соединения l . Для монтажа необходимо предусматривать соответствующий зазор в телескопическом соединении. Однако наличие зазора является причиной фрикционной коррозии.

Резьбовые стыки были применены на лонжероне Ми-6 (см. рис. 2.3.10, б, поз. 5). В металлургической промышленности не был освоен процесс изготовления единой стальной трубы для формиро-

вания лонжерона с заданными параметрами. Лонжерон собирался из трех частей. Соединение осуществлялось резьбовыми муфтами в производственных условиях. Для создания нормальных условий работы элементов стыка требовалась большая предварительная осевая затяжка резьбовой муфты на специальном оборудовании. Применение подобного соединения для стыковки лопасти со втулкой неэкономично.

В практике конструирования стыковочных узлов лопастей, выполненных из композиционных материалов, нашли применение следующие варианты:

а) стык верхнего и нижнего поясов лонжерона с узлом крепления из металла при помощи многорядных болтовых соединений (рис. 2.3.13, а);

б) передача нагрузок от лопасти на стыковочные болты через две втулки, установленные в комель лонжерона (рис. 2.3.13, б).

Прочность композита в месте болтового соединения повышают методом фольгирования комлевой части лонжерона. В процессе формирования лонжерона лопасти между армирующими слоями композита устанавливаются листы металлической (из титана) фольги таким образом, чтобы плавно нарастала жесткость комля в направлении к месту стыка.

Для предохранения поверхности отверстий в композите от повреждения и увеличения площади смятия в отверстия на клею устанавливаются закладные титановые втулки.

Передача нагрузок от лонжерона лопасти на стыковочный узел или втулку НВ в стыках *a* и *b* осуществляется при помощи болтов, установленных в отверстиях, просверленных в верхней и нижней полках комлевой части лонжерона.

в) ниппельное соединение (соединение на конус) (рис. 2.3.13, в);

г) передача нагрузок от лопасти на стыковочные болты через две закладные втулки, установленные в петлях комля лопасти (рис. 2.3.13, г);

д) передача нагрузок от лопасти на ВШ при помощи петли из однонаправленного композита (рис. 2.3.13, д).

Стыковочные узлы композитных лонжеронов рассчитываются на разрыв по ослабленному сечению (рис. 2.3.14, а), срез (рис. 2.3.14, б) или смятие (рис. 2.3.14, в) композита и среза элемента крепления (рис. 2.3.14, г). Возможна комбинация этих форм разрушения.

Наибольшая прочность на растяжение болтового соединения характерна для композита с ориентацией волокон ($0 \dots \pm 45^\circ$), причем разрушающие напряжения мало изменяются в широком диапазоне соотношений продольных и поперечных слоев.

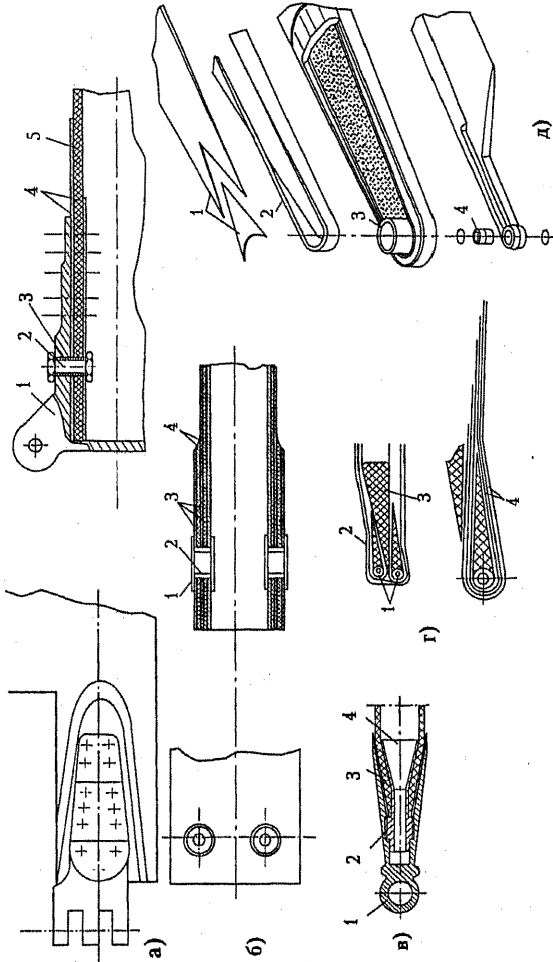


Рис. 2.3.13. Конструктивно-силовая схема стыковочных узлов композитных лопастей:

а — гребенчатый; 1 — стальной наконечник; 2 — болт; 3 — втулка; 4 — металлические прокладки; 5 — пояс лонжерона;

б — телескопический; 1 — шайбы; 2 — втулка; 3 — фольга из титана; 4 — слои композита пояса лонжерона;
 в — шпильный; 1 — стальной наконечник; 2 — резьбовое соединение; 3 — комлевая часть лонжерона из композита; 4 — конус;

г — гребенчатый с петлевым соединением; 1 — закладные втулки; 2 — внешняя замыкающая петля из однонаправленного композита лонжерона; 3 — формирующие петли вкладыши; 4 — однонаправленные пояса из композита; д — одноточечный с петлевым соединением; 1 — обшивка; 2 — однонаправленные пояса из композита; 3 — закладная втулка; 4 — палец вертикального шарнира

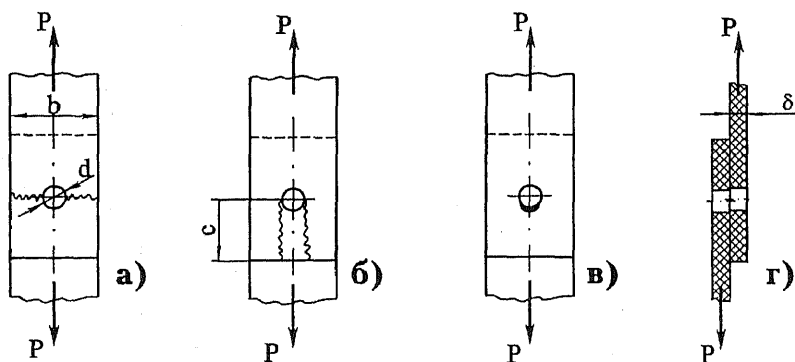


Рис. 2.3.14. Формы разрушения композита в зоне размещения болтового соединения:

a — разрыв; *б* — срез; *в* — смятие; *г* — срез болта;
d — диаметр болта; *c* — вынос болта от кромки стыкуемого элемента;
b, δ — ширина и толщина пояса; *P* — действующая на болт сила растяжения

Прочность соединения при срезе определяется в основном межслойным сдвигом или сдвигом в плоскости армирования КМ. В слоистых композитах разрушающее напряжение при срезе существенно зависит от структуры материала и направления нагружения. С увеличением угла укладки волокон в слоях от 0 до 45° прочность на срез повышается. Прочность композитов при смятии болтом представляет собой весьма условную характеристику материала, т.к. при нагружении пакета через болт около него устанавливается сложное напряженное состояние. В инженерном расчете соединений принимается предположение о равномерном распределении напряжений сжатия по диаметральной плоскости, т.е. $\sigma_{см} = \frac{P}{d \delta}$ (δ — толщина стыкуемого элемента).

Установлено, что прочность композита при смятии болтом зависит от многих факторов, основными из которых являются степень бокового стеснения стыкуемого элемента в районе отверстия; структура материала (ориентация, схема укладки и соотношение слоев); толщина соединяемого элемента. Увеличение бокового стеснения (затяжки болта) вызывает возрастание разрушающей нагрузки. Боковое стеснение предотвращает потерю устойчивости волокон в зоне контакта, а наличие шайб расширяет зону материала, воспринимающего нагрузку. За счет установки шайб и создания небольшой предварительной затяжки нагрузка увеличивается примерно

на 30%. Наибольшей прочностью при смятии обладает материал, образованный слоями с ориентацией 0 и 45°, при этом важное значение имеет последовательность расположения слоев, влияющая на напряжения межслоевого сдвига и вызывающая кромошный эффект.

Исследования влияния диаметра отверстия на прочность композита при смятии показывают, что она монотонно уменьшается с увеличением отношения $\frac{d}{\delta}$.

2.4. ВТУЛКИ НЕСУЩЕГО ВИНТА

2.4.1. ФОРМИРОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ВТУЛКИ НЕСУЩЕГО ВИНТА

Втулки несущего винта (ВНВ) состоят из корпуса и рукавов подвески лопастей с шарнирами. Совершенство ВНВ во многом зависит от того, насколько удачно выбраны ее основные параметры. К числу таких параметров для шарнирных винтов прежде всего относятся:

- разнос горизонтальных и вертикальных шарниров;
- параметры, характеризующие кинематику НВ, т.е. определяющие характер изменения истинного угла установки лопасти от углов отклонения лопасти в плоскости взмаха β , вращения ξ и коэффициента компенсатора взмаха k , $\varphi_{\text{ист}} = f(\beta, \xi, k)$;
- параметры, характеризующие нагруженность подшипниковых узлов втулки;
- параметры, определяющие демпфирующий момент относительно вертикального шарнира (ВШ) $M_g = f_g(\xi, \dot{\xi})$.

Несущие винты вертолетов в зависимости от того, как в них осуществляется отклонение лопасти в плоскости взмаха, могут быть разделены на три основных типа:

- с горизонтальными шарнирами (ГШ) (рис. 2.4.1, а-в);
- с упругими элементами, выполняющими роль ГШ (рис. 2.4.1, е, ж);
- без ГШ или заменяющих их упругих элементов (рис. 2.4.1, з).

В последнем случае требуемая податливость достигается подбором соответствующих жесткостных характеристик комлевой части лопасти и осевого шарнира (ОШ) втулки.

Изменение угла установки лопасти чаще всего осуществляется за счет ее поворота в ОШ. В некоторых НВ второго типа ОШ отсутствует, а угол установки лопасти меняется за счет закручивания упругого элемента.

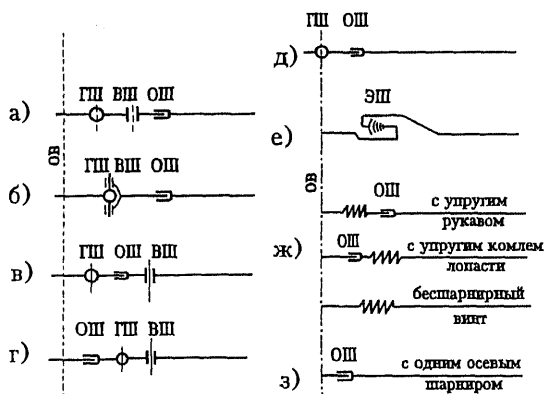


Рис. 2.4.1. Кинематические схемы втулок несущего винта:
 а — классическая трехшарнирная; б — с совмещенными ГШ и ВШ;
 в — с вынесенным ВШ; г — с вынесенным ГШ и ВШ;
 д — на кардане; е — с эластомерным общим шарниром;
 ж — полужесткие винты; з — жесткие винты

В практической деятельности вертолетных фирм используются кинематические схемы втулок с различным расположением шарниров относительно оси вращения НВ. Различным сочетанием шарниров достигается решение ряда конкретных задач динамики НВ и характера нагружения подшипников шарнирных узлов.

Увеличение разнос ГШ повышает эффективность управления и допустимый диапазон центровок вертолета, но при этом растут изгибающие моменты на валу главного редуктора. Из опыта отечественного вертолетостроения следует, что целесообразно иметь минимальный разнос ГШ, а необходимые запасы управления получать за счет соответственного подбора диапазона отклонения автомата перекоса (АП). Такой подход позволяет создать наиболее компактную и легкую конструкцию втулки. Увеличение числа лопастей вызывает определенные трудности с размещением сочленений в одной плоскости, что заставляет увеличивать разнос ГШ. Главным фактором, определяющим минимально допустимый разнос ВШ втулок обычной схемы, является обеспечение восстанавливающего момента $M_{\text{вп}}$, создаваемого центробежными силами лопасти. Необходимо учитывать, что $M_{\text{вп}}$ зависит от угла взмаха лопасти β .

Обычно разнос ВШ можно подбирать из условия, что диапазон углов отклонения лопасти в плоскости вращения (авторотация — взлет) составляет $12\text{--}18^\circ$. При правильном выборе кинематики в

этом случае обеспечивается устойчивость лопасти относительно ВШ. Вынос ВШ при принятых максимальных углах отклонения лопасти в плоскости вращения ξ_{\max} не может быть уменьшен и должен быть пропорциональным максимальному крутящему моменту на НВ: $l_{\text{вп}} = k \left(M_{\text{кр}} \right)_{\text{нв}}$.

Переход на современные лопасти из КМ с $\gamma_{\text{л}} = 6-7$ вместо $\gamma_{\text{л}} = 3,5-5$, как на вертолетах предыдущих поколений, требует определенного увеличения выноса ВШ, необходимого для сохранения диапазона углов отклонения в плоскости вращения. Это, естественно, влечет за собой некоторое возрастание массы втулки НВ. Выносом ВШ достигается изменение частот колебания лопасти в плоскости вращения, что связано с отстройкой от «воздушного» и «земного» резонанса. Совмещение ГШ и ВШ в виде карданного узла обеспечивает равномерное нагружение подшипников ГШ на всех режимах полета вертолета (рис. 2.4.1, б).

При механическом приводе лопастей НВ через втулку передается крутящий момент $M_{\text{кр}}$ от двигателя. Втулка воспринимает аэродинамические T и Q и инерционные силы P и моменты, возникающие на лопастях НВ, и передает их на фюзеляж (рис. 2.4.2).

Масса рукава втулки пропорциональна центробежной силе лопасти и его длине. Следовательно, для снижения массы втулки целесообразно максимально уменьшить длину рукава. Этому препятствует ряд ограничений. Длину рукава нельзя сделать меньше суммарного размера максимально придвинутых к корпусу узлов шарниров. Кроме того, сокращение рукава, особенно для втулок многолопастных винтов, связано с трудностями компоновочного характера.

Существенно уменьшается длина рукава (при заданном $l_{\text{вп}}$) на втулке с порядком следования шарниров «ГШ-ОШ-ВШ» (вертолет «Чипук», рис. 2.4.1, в) и «ОШ-ГШ-ВШ» (вертолет «Флетнер», рис. 2.4.1, г). Конструктивная компоновка втулки с совмещенными шарнирами приведена на рис. 2.4.3 (вертолет S-58).

Основными показателями, характеризующими совершенство конструкции шарнирных втулок НВ, являются:

- несущая способность подшипников ГШ, ВШ и ОШ;
- уровень напряжений в деталях, подверженных действию переменных нагрузок;
- ресурс и возможность его дальнейшего увеличения;
- работоспособность демпферов;
- масса втулки;

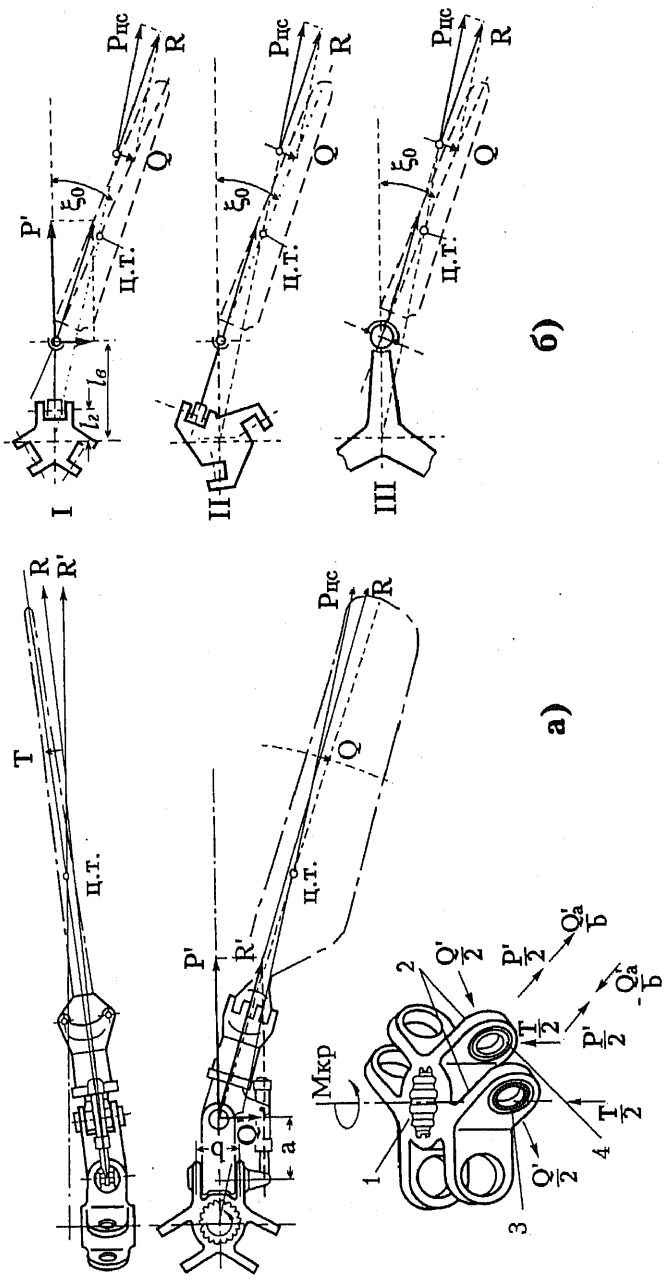


Рис. 2.4.2. Нагрузка на элементы втулки несущего винта:
 а — схема нагружения типовой втулки;
 1 — ступица втулки; 2 — проушина; 3, 4 — подшипники;
 б — силы, действующие в плоскости вращения при различных схемах втулок

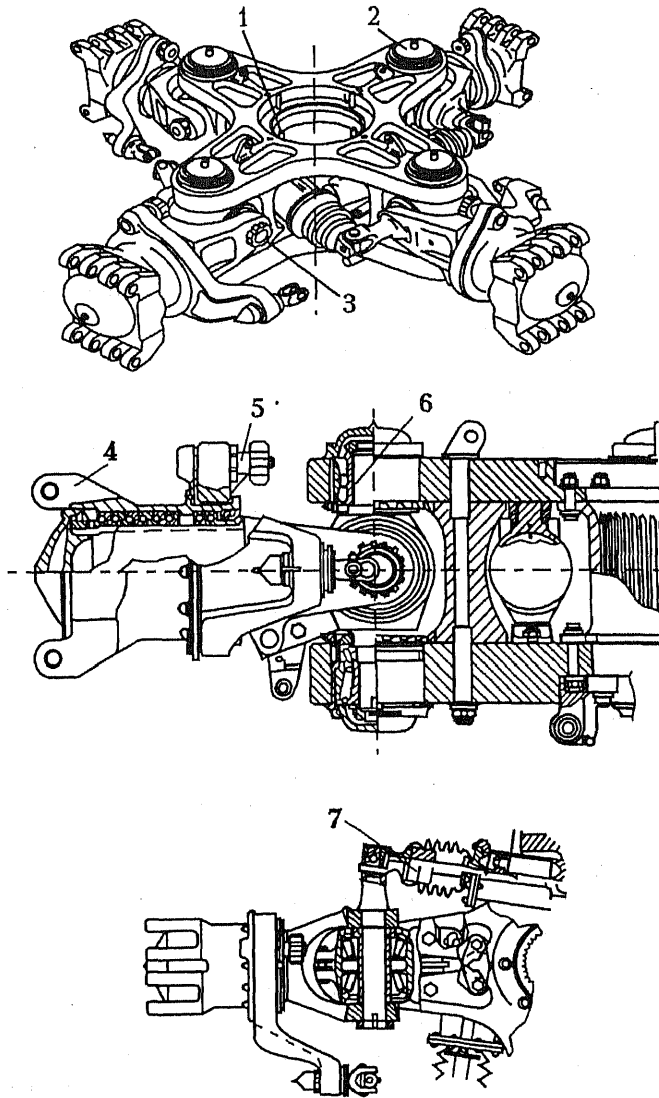


Рис. 2.4.3. Конструктивно-кинематическая схема шарнирной втулки с совмещенными ГШ и ВШ:

- 1 — ступица втулки; 2, 3, 4 — ВШ, ГШ и ОШ соответственно;
 5 — фиксатор корпуса ОШ (поворот лопастей при их складывании);
 6 — конические роликовые подшипники; 7 — демпфер ВШ

- технологичность деталей и узлов;
- простота и удобство обслуживания.

2.4.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТОВ ШАРНИРНЫХ ВТУЛОК НВ

Осевые шарниры

В осевых шарнирах поворот корпуса относительно цапфы при нагружении осевой центробежной силой может быть осуществлен при помощи или подшипникового узла, или упругого элемента. В практике вертолетостроения в ОШ применяются:

- упорный подшипник с цилиндрическими телами качения (рис. 2.4.4, а);
- многорядные радиально-упорные подшипники (рис. 2.4.4, б);
- пластинчатые (рис. 2.4.4, в) или проволочные торсионы;
- V-образные пластинчатые торсионы, имитирующие ОШ и ГШ (рис. 2.4.4, г).

При расчете подшипников ОШ учитывают центробежную силу лопасти $P_{\text{л}}$ и момент в плоскости вращения M_g , создаваемый демпфером.

В выполненных по схеме рис. 2.4.4, а ОШ центробежная сила лопасти воспринимается упорным роликовым подшипником 2. Момент демпфера частично воспринимается этим же подшипником, частично — радиальными подшипниками 1 и 3. Нагрузки в полете на радиальные подшипники 1 и 3 сравнительно невелики. Обычно они подбираются по моменту от силы тяжести лопасти, когда она лежит на ограничителях свеса. Подшипники втулки работают в условиях качательного движения. Они выходят из строя вследствие местного износа дорожек качения, поэтому обычные методы расчета для таких подшипников неприемлемы.

Рассмотрим основные условия, влияющие на работу упорных подшипников. Учитывая, что для шарикоподшипников контактные напряжения пропорциональны корню кубическому из нагрузки, а для роликоподшипников — корню квадратному, в ОШ в основном применяются цилиндрические роликовые упорные подшипники.

Цилиндрические тела качения в упорном подшипнике, в отличие от конических, не создают радиальных усилий при сжатии. Для уменьшения трения за счет проскальзывания применяются двухрядные цилиндрические ролики, проворачивающиеся при повороте опорных колец подшипника (рис. 2.4.5, а). Чтобы в месте

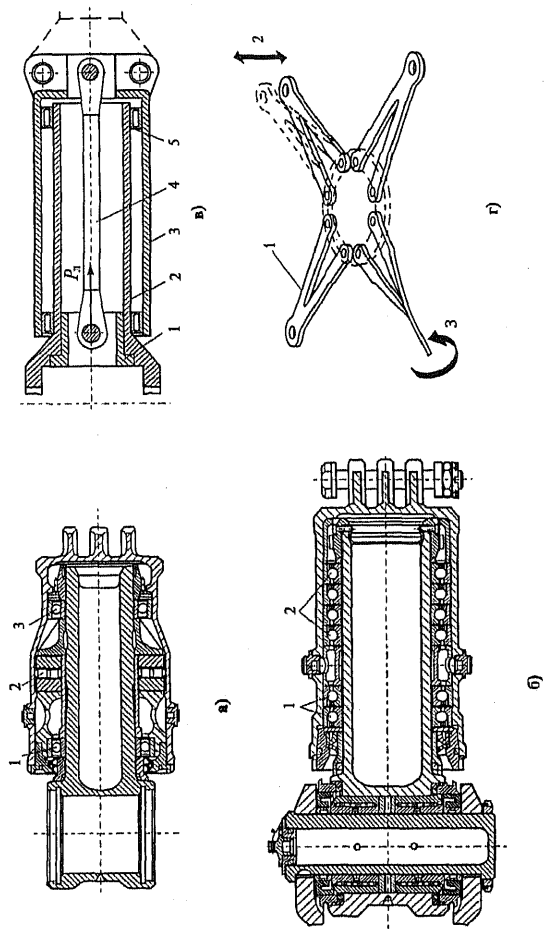


Рис. 2.4.4. Конструктивно-силовая схема осевых шарниров втулки несущего винта:

а — ОШ с одним упорным подшипником;

1, 3 — радиальный подшипник; 2 — упорный роликовый подшипник;

б — с радиально-упорными подшипниками;

1, 2 — шариковые радиально-упорные подшипники;

в — с торсионом;

1 — переходный стакан крепления торсиона; 2 — цапфа осевого шарнира; 3 — корпус ОШ; 4 — торсион;

5 — радиальный игольчатый подшипник;

г — с V-образным торсионом;

1 — пластинчатые торсионы; 2 — изгиб торсиона при взмахе лопасти;

3 — кручение торсиона при повороте лопасти

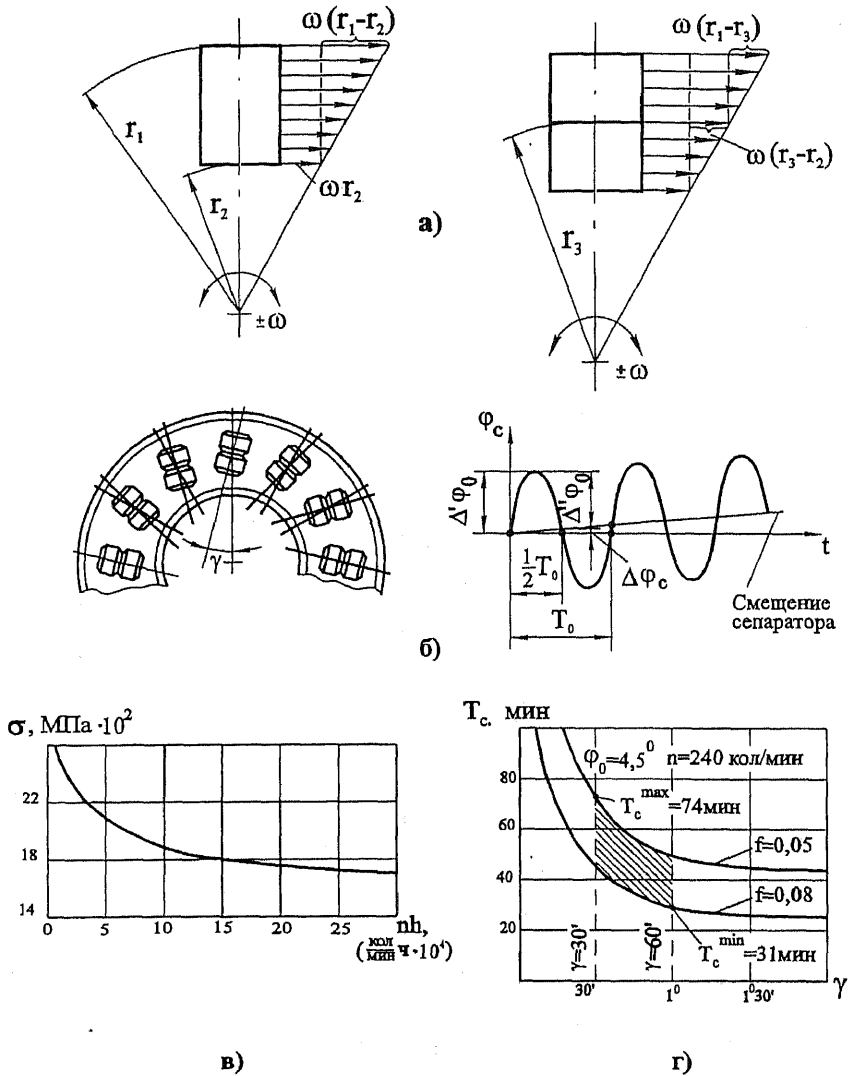


Рис. 2.4.5. Конструктивные мероприятия, способствующие повышению ресурса упорного роликового подшипника осевого шарнира:
 а — разделение цилиндрического ролика на две части;
 б — смещение сепаратора; в — кривая долговечности упорного подшипника с повернутыми роликами; г — зависимость времени поворота сепаратора от угла наклона гнезд сепаратора

разделения тел качения на контактных поверхностях опорных колец не создавался пик напряжений, длина роликов (длинные, короткие) чередуется в шахматном порядке, создавая перекрытие неконтактных поверхностей.

Для повышения долговечности упорного подшипника ролики поворачивают в сепараторе на угол γ (рис. 2.4.5, б) таким образом, чтобы при колебательных движениях тел качения сепаратор поворачивался на угол 360° в течение определенного времени. Кривая долговечности $\sigma = \sigma(nh)$ (n — число колебаний в мин; h — время работы подшипника, ч) для упорных подшипников с повернутыми роликами, имеющими оптимальную скорость смещения сепаратора $T_c = 40—80$ мин, показана на рис. 2.4.5, в. Зависимость времени поворота сепаратора T_c от угла наклона гнезд сепаратора γ и коэффициента трения f приведена на рис. 2.4.5, г.

На практике встречаются два варианта расположения гнезд сепаратора. В первом все гнезда имеют одинаковый угол наклона, не превышающий 1° , во втором — несколько гнезд расположены под углом $3—6^\circ$, а остальные гнезда — радиальные. При расположении гнезд сепаратора под одинаковыми углами уменьшаются потери на трение и неравномерность распределения нормальной нагрузки вдоль линии контакта и обеспечивает работу подшипников в условиях, близких к оптимальным.

В ОШ втулок НВ и РВ некоторых вертолетов успешно применяются многорядные радиально-упорные шарико-подшипники (рис. 2.4.4, б) с углами контакта $\beta_0 = 45^\circ$ и уменьшенным отношением радиуса желоба к диаметру шарика, что увеличивает длину площадки контактной деформации.

Большое достоинство подшипников этого типа — возможность повышения грузоподъемности за счет увеличения числа подшипников в комплекте, что во многих случаях осуществляется без увеличения размеров ОШ.

Главным в многорядных установках является обеспечение равномерной осевой нагрузки на подшипники. Эту задачу позволяет решить применение предварительного натяга и повышение точности изготовления подшипников и их монтажа.

Многорядные радиально-упорные подшипники имеют более низкие потери на трение. Если для подшипников этого типа коэффициент трения скольжения f составляет $0,03—0,04$, то для упорных подшипников с «повернутыми» роликами даже при самых оптимальных геометрических соотношениях он равен $0,05—0,08$. В

определенных условиях повышенное трение в ОШ может существенно ухудшить управляемость вертолета.

В подшипниковых узлах, работающих при качательном движении, следует применять жидкие смазки и соответствующее уплотнение.

Избавиться от жидкой смазки в осевых шарнирах можно при замене в них упорных или радиально-упорных подшипников пластинчатыми или проволочными торсионами (рис. 2.4.4, *в*). Более надежны и долговечны торсионы, изготовленные из высокопрочной проволоки. ОШ с торсионами удовлетворительно работает на консистентных смазках, поскольку радиальные подшипники в них обычно нагружены мало.

Торсионные ОШ легче шарниров с упорными или радиально-упорными подшипниками на 10—15%.

Торсион представляет собой силовой многослойный стержень (рис. 2.4.6, *а*), воспринимающий растягивающую нагрузку от центробежной силы и обладающий малой крутильной жесткостью. При выборе параметров торсиона определяется сечение по допускаемому напряжению на разрыв $[\sigma_{\text{тс}}]$ от действия центробежной силы.

Варьируя длиной торсиона l , его высотой h и шириной b , шириной прорези в пластине a для заданного диапазона углов поворота лопасти φ определяют крутильную жесткость, удовлетворяющую ограничению на максимальный крутящий момент $(M_{\text{кр}})_{\text{max}} = f(M_{\text{кр}})$ в системе управления НВ.

Площадь сечения торсиона $F = hb$ выбирается так, чтобы максимальное значение нормального напряжения в пластинах не превышало предела выносливости:

$$\sigma_{\text{max расч}} \leq [\sigma_{\text{max}}].$$

Под нагрузкой от центробежной силы пластины торсиона в зоне опоры на болты крепления на внешней части втулок нагружаются усилиями сжатия. Для исключения потери устойчивости пластин необходимо их предварительно обжимать фланцами.

При закручивании торсиона с заземленными концами пластины смещаются относительно друг друга на величину e и происходит их продольно-поперечный изгиб. Максимального значения изгибающий момент достигает в крайних пластинах торсиона.

При изгибе в плоскости наибольшей жесткости балки, которой является пластина торсиона, в ней возникают напряжения, определяемые по формуле

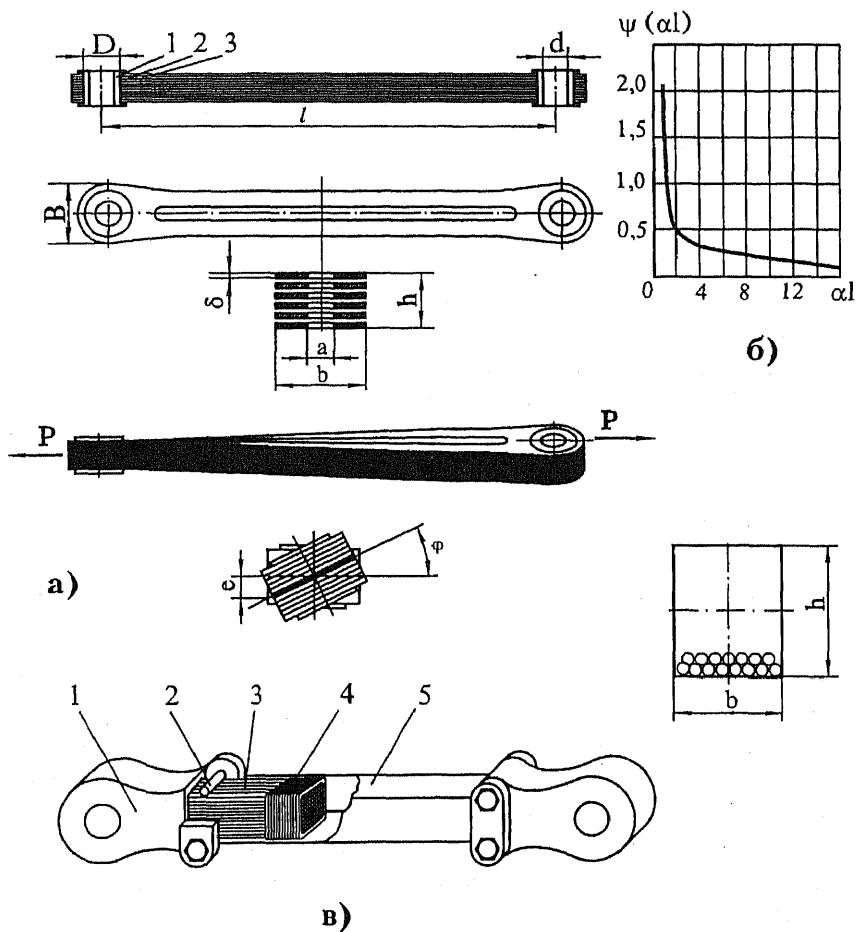


Рис. 2.4.6. Торсионы осевого шарнира втулки несущего (рулевого) винта:

а — схема пакета пластинчатого торсиона:

1 — втулка; 2 — прокладка; 3 — пластина; P — центробежная сила;

l — рабочая длина торсиона; φ — угол закрутки торсиона;

D — внешний диаметр втулки узла крепления торсиона;

б — зависимость параметра ψ от относительной жесткости αl ;

в — схема проволочного торсиона:

1 — коуши (опорный элемент ветвей проволочных нитей

и стыковочный узел торсиона); 2 — фиксирующие болты;

3 — проволочные ветви торсиона; 4 — оболочка из ткани;

5 — резиновая оболочка; h, b — ширина и высота торсиона

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{3 \varphi h P_1 \psi(\alpha l)}{57,3},$$

где φ — угол закрутки торсиона; h — высота торсиона; P_1 — расчетная центробежная сила, приложенная к пластине;

$$\psi(\alpha l) = \frac{\cos(\alpha l) - 1}{\alpha l \sin(\alpha l) - 2(\cos(\alpha l) - 1)},$$

где $\alpha = \sqrt{\frac{P_1}{EI}}$, $EI \approx \text{const}$ — изгибная жесткость пластины; l — рабочая длина торсиона.

Зависимость $\psi = f(\alpha l)$ показана на рис. 2.4.6, б. Критическое значение угла закручивания торсиона определяется по формуле

$$\varphi_{\text{кр}} = f \frac{d}{h} \psi(\alpha l),$$

где f — коэффициент трения ($f = 0,1-0,15$); d — диаметр отверстия в пластине торсиона.

Наибольший эксплуатационный угол закрутки φ_{max} должен быть меньше $\varphi_{\text{кр}}$. Одним из эффективных способов решения этой задачи является выбор предварительного угла закрутки торсиона Θ_0 .

Используя график (рис. 2.4.6, б), в первом приближении можно выбрать рациональную величину рабочей длины торсиона l , при которой обеспечиваются минимальные напряжения от изгиба и максимально достижимые углы крутки торсиона $\varphi_{\text{кр}}$. Из компоновочных соображений при формировании кинематической схемы втулки должны быть учтены геометрические ограничения на размеры рукава ОП.

Проволочный торсион (рис. 2.4.6, в) представляет собой гибкий элемент с таким же функциональным назначением, как и пластинчатый торсион. Отличие состоит в том, что центробежная сила воспринимается не пакетом тонких пластин, а набором металлических нитей (проволочек) малого диаметра. Полная центробежная сила, действующая на проволочный торсион,

$$P = \frac{\sigma_p \pi h b}{4},$$

где σ_p — допустимые напряжения растяжения; h, b — высота и ширина прямоугольного поперечного сечения проволочного торсиона.

Срок службы проволочного тросиона зависит от напряжений изгиба, которые возникают при его закручивании на угол φ .

Касательные напряжения от кручения проволочных нитей и напряжения, связанные с изменением их длины, малы и могут практически не учитываться.

Напряжение от изгиба

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{2\varphi}{l} \sqrt{\frac{PE(1+\lambda^2)}{\pi\lambda k_y}},$$

где l — рабочая длина тросиона; φ — угол закрутки тросиона; k_y — коэффициент, зависящий от формы сечения проволоки и плотности ее укладки ($k_y \approx 1$); $\lambda = \frac{h}{b}$ — отношение высоты рабочего сечения к его ширине. При заданной осевой нагрузке изгибные напряжения зависят только от длины рабочей части тросиона.

Для сохранения формы сечения проволочного тросиона и исключения фрикционной коррозии проволочных нитей при их укладке используется прослойка клея и внешняя оболочка из ткани. Для предохранения тросиона от воздействия влаги тросион покрывается резиновой оболочкой. За счет круглой формы проволочные нити под воздействием сжатия от центробежной силы стремятся занять минимальное положение относительно опорных болтов. Стыковочные узлы — коуши — должны иметь боковые опорные поверхности, фиксирующие заданную форму проволочных ветвей тросиона.

Подшипники горизонтальных и вертикальных шарниров

В большинстве ВНВ в ГШ и ВШ применяются игольчатые подшипники, обладающие высокой грузоподъемностью при малых габаритах и позволяющие создать весьма компактные и надежные узлы. Трение в игольчатых подшипниках существенно выше, чем в шариковых или роликовых. Большое внимание необходимо уделять предотвращению возможности перекоса игл. Для этого игольчатые подшипники снабжаются сепараторами или межигольные и радиальные зазоры делают минимальными.

Осевые усилия в ГШ воспринимаются упорными стальными шайбами с антифрикционным покрытием. Из синтетического материала делаются шайбы, нагруженные на режиме моторного полета; омедненные шайбы — нагруженные на режимах авторотации и моторного планирования. При больших осевых усилиях применя-

ются упорные шариковые подшипники. Для восприятия осевых усилий в ВШ используются омедненные шайбы.

Уплотнение ГШ и ВШ осуществляется резиновыми прокладками, привулканизированными к упругим пластинчатым шайбам.

Для уменьшения износов, предохранения от задиrow при монтаже и демонтаже пальцы ГШ и ВШ хромируют или цементируют с покрытием их противозадирной пастой ВАП2 или ВАП3 с молибденом или покрывают фторопластом методом электрофрезеза.

Работоспособность игольчатых подшипников обычно оценивается по величине удельного давления на единицу площади проекции дорожки качения внутреннего кольца. При расчете игольчатых подшипников ВШ, как правило, полагают, что нагрузка равномерно распределена по длине игл (рис. 2.4.7, а). В соответствии с этим удельное давление для подшипников принимается равным

$$q = \frac{P_{\text{л}}}{D l_{\Sigma}},$$

где D — диаметр дорожки качения внутреннего кольца; l_{Σ} — суммарная длина игл; $P_{\text{л}}$ — центробежная сила лопасти.

Игольчатые подшипники ГШ (рис. 2.4.7, б) помимо центробежной силы лопасти воспринимают еще некоторый момент M , постоянная часть которого M_a с достаточной степенью точности определяется выражением

$$M_a = \left(\frac{M_{\text{НВ}}}{z_{\text{НВ}}} - P a \right) \frac{l_{\text{Г}}}{l_{\text{ВШ}}},$$

где $M_{\text{НВ}}$ — крутящий момент НВ; $z_{\text{НВ}}$ — число лопастей НВ; a — «снос» середины ГШ с оси вращения; $l_{\text{Г}}$ — расстояние между ГШ и ВШ; $l_{\text{ВШ}}$ — «вынос» ВШ.

Переменная составляющая $M_{\text{Г}}$ момента M при расчете игольчатых подшипников ГШ ВНВ не учитывается, т.к. она мало сказывается на их долговечности. Нагруженность подшипников характеризуется удельными давлениями q_1 и q_2 на внешних краях колец, обусловленными совместным действием силы $P_{\text{л}}$ и момента M_a . Эти давления подсчитываются по формуле

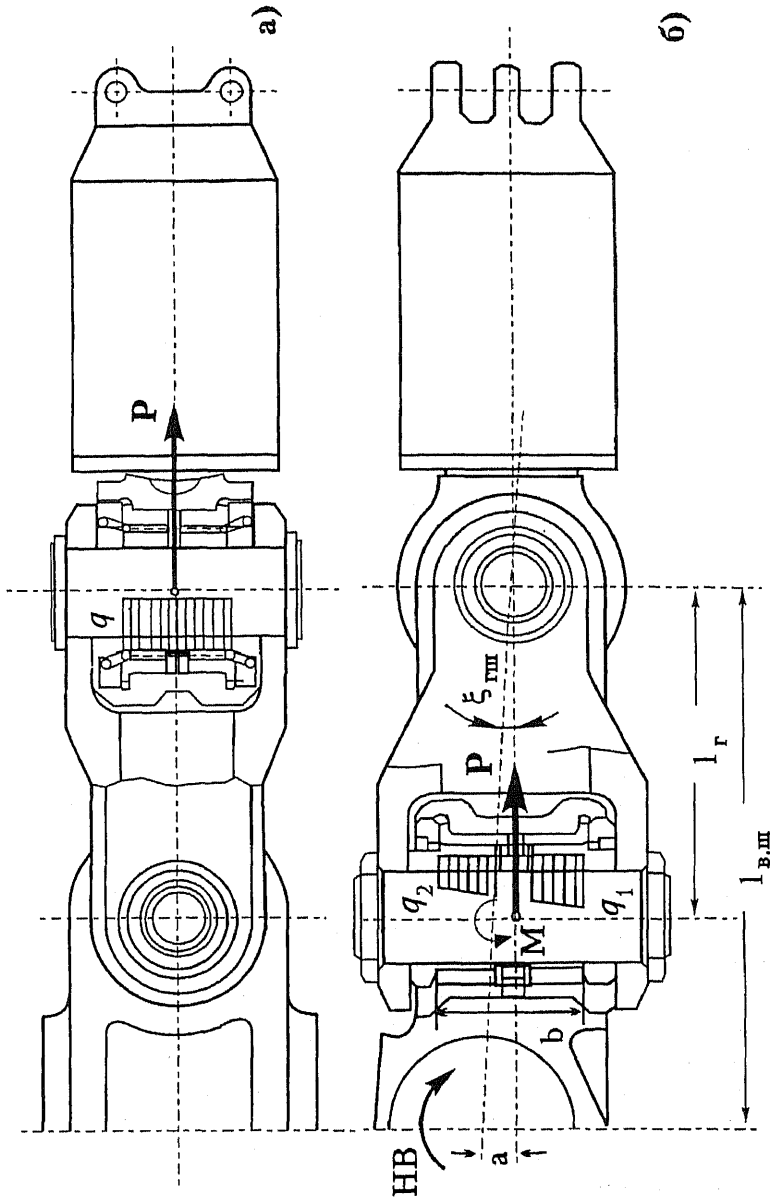


Рис. 2.4.7. Расчетная схема удельного давления на игольчатые подшипники:
 а — игольчатые подшипники ВШ; б — игольчатые подшипники ГШ

$$q_{1,2} = \frac{P_{\text{л}}}{D l_{\Sigma}} \left[1 \pm 6 \frac{\frac{M_{\text{НВ}}}{z_{\text{НВ}} P_{\text{л}}} - a}{B} \frac{\frac{l_{\Gamma}}{l_{\text{ВШ}}} \frac{l_{\Sigma}}{B}}{1 - \left(1 - \frac{l_{\Sigma}}{B}\right)^3} \right],$$

B — рабочая ширина комплекта подшипников.

Соответствующим подбором «сноса» a добиваются того, чтобы на основных режимах моторного полета удельные давления q_1 и q_2 были бы достаточно близки к среднему удельному давлению

$q_0 = \frac{P_{\text{л}}}{D l_{\Sigma}}$. «Снос» середины ГШ с оси вращения на расстояние a равнозначен повороту этого шарнира на угол

$$\xi_{\text{ГШ}} = \text{arctg} \frac{a}{l_{\text{ВПИ}}}.$$

Во втулке с совмещенными ГШ и ВШ (вертолет S-58) $l_{\Gamma} = 0$. Поэтому на всех режимах полета удельные давления q_1 и q_2 близки к среднему удельному давлению q_0 .

При применении гипоидного масла допустимые удельные давления в хорошо уплотненных игольчатых подшипниках, соответствующие долговечности 1000 ч при 240 кол/мин., составляют не менее 35 МПа для ГШ и 40 МПа для ВШ.

Для втулок тяжелых вертолетов, детали которых имеют обычно относительно меньшую жесткость, необходимо принимать специальные меры, обеспечивающие равномерность распределения нагрузки в подшипниках ВШ и приближения эпюры распределения нагрузки в ГШ к трапецеидальной. Как правило, удовлетворительное распределение нагрузки по длине игольчатых подшипников ГШ и ВШ можно получить подбором жесткостей проушин и пальцев, а также соответствующим увеличением податливости концов колец.

Вместо игольчатых подшипников могут быть установлены конические ролико-подшипники (втулка вертолета S-58). При использовании конических роликоподшипников существенно повышается жесткость и упрощается конструкция узлов ГШ и ВШ.

Установка в ГШ и ВШ самосмазывающихся подшипников скольжения облегчает техническое обслуживание и упрощает конструкцию втулки. Получен ряд антифрикционных материалов, способных успешно работать в достаточно тяжелых условиях. Это металло-фторопластовая лента, изготовленная путем пропитки компо-

зиций из фторопласта и дисульфида молибдена или какой-либо другой твердой смазки пористого каркаса, образованного спеканием бронзовых гранул на стальной основе. В качестве материала подбных подшипников могут применяться и некоторые ткани из высокопрочных полифеновых волокон, обладающих низким коэффициентом трения и хорошо сопротивляющихся износу.

В инженерной практике принято считать, что долговечность самосмазывающихся подшипников скольжения L в условиях качательного движения в достаточной мере определяется фактором pV (рис. 2.4.8), причем под V понимают либо максимальную, либо среднюю скорости скольжения. Области, в которых находятся значения фактора $pV_{\text{ср}}$ для НВ с современными лопастями из КМ, имеющими массовую характеристику $\gamma = 6-7$, соответствуют удельным давлениям $p = 30-35$ для ГШ и $p = 35-40$ МПа для ВШ. Указанные области ограничены значениями диаметра пальца шарнира, обеспечивающими его необходимую прочность и жесткость.

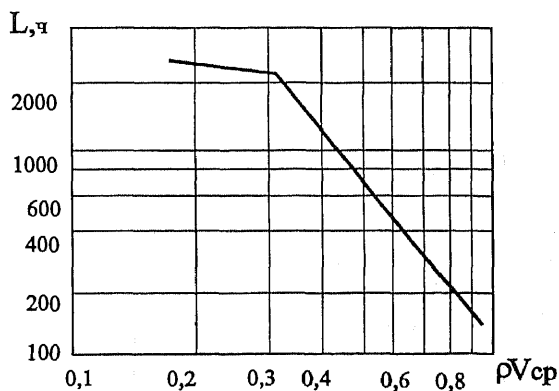


Рис. 2.4.8.
Зависимость долговечности металлофторопластовых подшипников L от фактора $pV_{\text{ср}}$

Металлофторопластовые подшипники приемлемых габаритов не обеспечивают необходимую, по современным представлениям, долговечность ГШ, равную $L = 1200-1500$ ч.

Применение радиальных металлофторопластовых подшипников с несколькими поверхностями трения может повысить допустимые значения фактора $pV_{\text{ср}}$.

Подшипники с тканевыми вкладышами на основе полифеноловых или других высокопрочных и износостойких нитей с удовлетворительными характеристиками трения по технологическим соображениям представляются более перспективными, чем металло-

фторопластовые. Одним из факторов, ограничивающих возможности использования самосмазывающихся подшипников, является относительно высокий момент трения.

В стадии исследования находится шарнирное соединение, в частности, втулки РВ, представляющие комбинацию эластомерного подшипника с тканевым.

Весовое совершенство втулки, характеризуемое коэффициентом $K_{вт} = \frac{m_{вт}}{z P^{3/2} K}$ ($m_{вт}$ — масса втулки; z — число лопастей; P — центробежная сила; K — коэффициент) (рис. 2.4.9), существенно повысилось за счет: замены стали на титан; применения проволочных торсионов в ОШ и самосмазывающихся подшипников в рычагах поворота лопасти; модернизации центробежных ограничителей свеса; использования пружинно-гидравлических демпферов, снижающих действующие в полете переменные нагрузки в плоскости вращения; некоторого повышения напряженности конструкции с учетом современных конструктивно-технологических мероприятий.

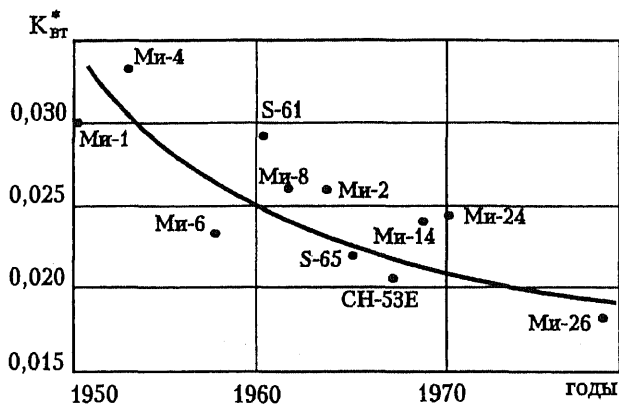


Рис. 2.4.9. Весовое совершенство втулок несущего винта различных типов

Стремление максимально облегчить конструкцию, снизить ее стоимость и упростить техническое обслуживание в эксплуатации привело к созданию втулок без обычных ГШ.

Общей для новых втулок НВ и РВ легких и средних вертолетов стала тенденция к полной или частичной замене традиционных шарниров теми или иными упругими элементами, обеспечивающими необходимые перемещения лопастей за счет собственной податливости.

К таким упругим элементам принято относить, в частности, так называемые эластомерные подшипники (ЭП) (рис. 2.4.10), имеющие тонкие резиновые слои, привулканизированные к арматуре из металла или композита. ЭП обладают высокой жесткостью сжатия, что обусловлено как стесненностью формоизменения тонких слоев, так и слабой объемной сжимаемостью резины. В совокупности это позволяет ЭП воспринимать центробежные силы лопастей, работая с достаточно большими угловыми перемещениями при вполне приемлемом, с точки зрения усталостной прочности, уровне переменных контактных напряжений.

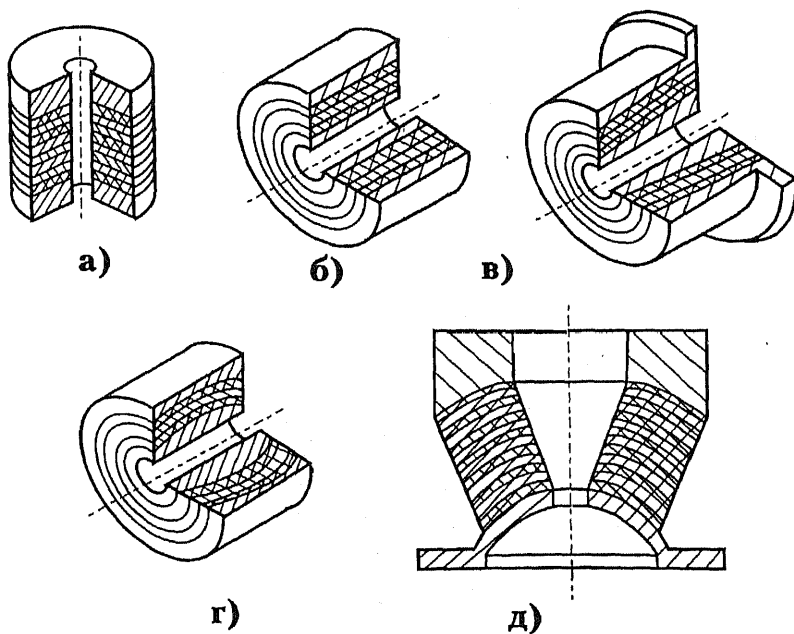


Рис. 2.4.10. Типы эластомерных подшипников:
а — упорный; б — радиальный; в — конический;
г — сферический радиальный; д — сферический

Втулки с ЭП имеют существенно меньшую массу и небольшое число силовых деталей, не требуют смазки, могут эксплуатироваться по техническому состоянию, поскольку усталостные повреждения в ЭП развиваются медленно и легко обнаруживаются при регламентных работах.

Многообразие форм ЭП дает возможность использовать их при самых разных сочетаниях нагрузок и перемещений, а различные упругие свойства тонких резиновых слоев в отношении сжатия и сдвига позволяют обеспечить приемлемую жесткость на сдвиг при весьма малых деформациях в направлении действующей сжимающей нагрузки.

В ГШ и ОШ втулки вертолета АН-IG Хью-Кобра фирмы «Белл» впервые в практике мирового вертолетостроения были использованы конические ЭП.

Следующим шагом в развитии ВНВ с ЭП стал отказ от схемы с отдельными шарнирами. Фирма «Боинг-Вертол» разработала для вертолета СН-47С Чинук ВНВ со сферическими ЭП.

Фирма Сикорского для вертолетов УН-60А Блек-Хоук и S-76 Спирит разработала вариант ВНВ, в котором центробежная и перерезывающая силы лопасти воспринимаются единым комбинированным сферическим упорным подшипником (рис. 2.4.11). Сфери-

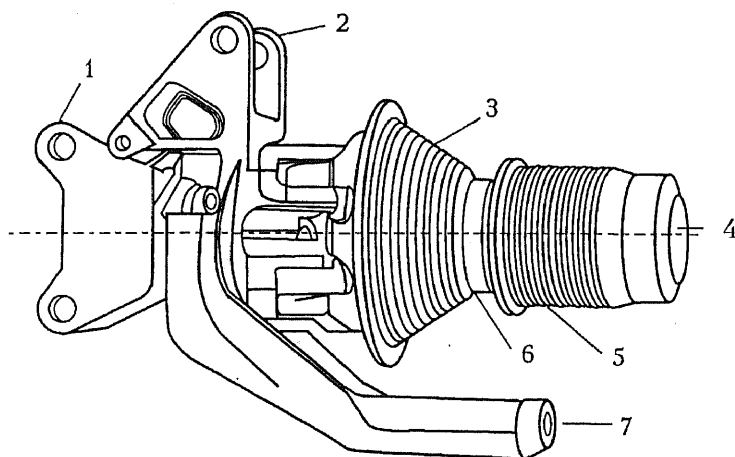


Рис. 2.4.11. Втулка несущего винта с эластомерными подшипниками (вертолет УН-60А):

- 1 — узел крепления наконечника лопасти;
- 2 — кронштейн крепления демпфера;
- 3 — сферический эластомерный подшипник;
- 4 — узел крепления стержня к цилиндрическому эластомерному подшипнику;
- 5 — цилиндрический эластомерный подшипник;
- 6 — радиальный самосмазывающийся подшипник;
- 7 — рычаг управления шагом лопасти

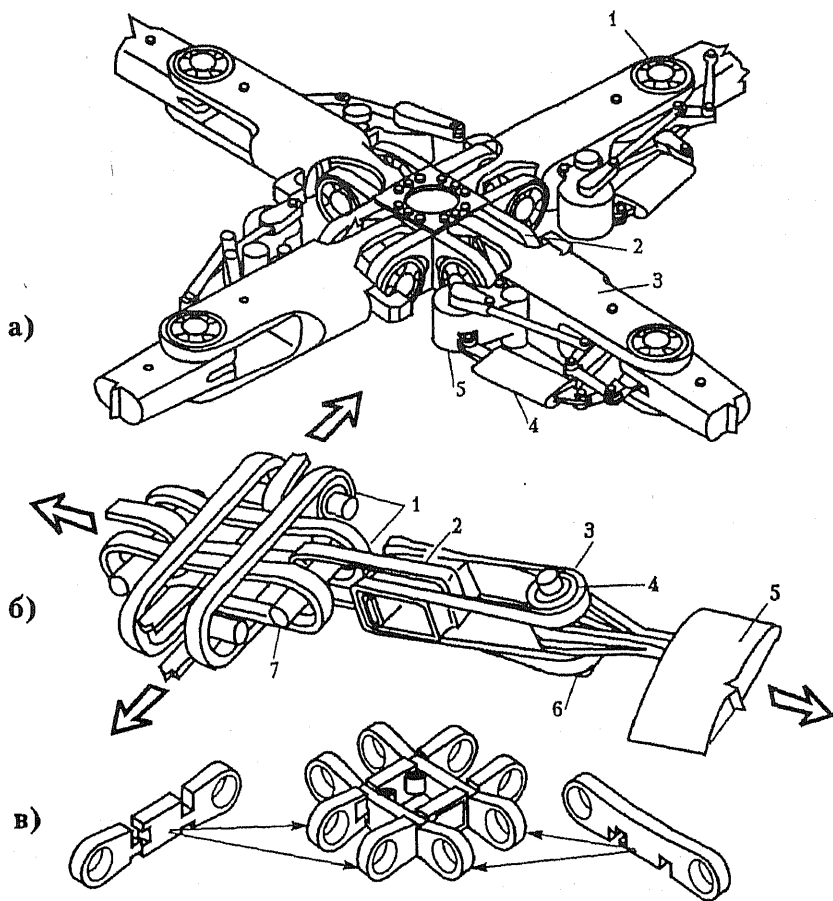


Рис. 2.4.12. Втулка из композиционного материала экспериментального вертолета Боинг-360:

а — втулка в сборе:

1 — подшипник без смазки, соединенный с эластомерным подшипником ВШ (для складывания лопастей); 2 — ступица втулки; 3 — соединительное звено ГШ и ВШ; 4 — эластомерный демпфер ВШ; 5 — электромотор для складывания лопастей;

б — конструктивно-силовая схема втулки НВ:

1 — непрерывные ленты из КМ; 2 — внутренняя рамка; 3 — лента из КМ; 4 — подшипник ВШ; 5 — лопасть; 6 — палец ВШ; 7 — эластомерный подшипник ГШ;

в — формирование ступицы втулки

ческая часть подшипника 3 позволяет лопасти совершать маховое движение в плоскости взмаха и вращения, а хвостовик 5 с плоскими резиновыми слоями, будучи более податливым на кручение, обеспечивает изменение угла установки лопасти, не вызывая заметной закрутки сферических слоев. Форма корпуса втулки НВ с комбинированными сферическими упорными подшипниками способствует уменьшению вредного аэродинамического сопротивления агрегата.

Размеры упругих элементов, за счет которых совершаются необходимые перемещения лопастей, и, следовательно, масса ВНВ существенно зависят от амплитуд махового движения лопастей. ВНВ, выполненные по классической схеме, т.е. с подшипниковыми узлами в ГШ и ВШ, свободны от этих недостатков. Очевидно, учитывая эти соображения, фирма «Боинг-Вертол», разработавшая в свое время для вертолета СН-47С ВНВ со сферическими ЭП, на экспериментальном вертолете Боинг-360 установила ВНВ с ГШ и ВШ. Втулка выполнена из КМ с самосмазывающимися подшипниковыми узлами в шарнирах. На ВШ установлены эластомерные демпферы и механизмы складывания лопастей. Упругая комлевая часть лопасти выполняет функцию ОПШ. КСС элементов ступицы втулки представлена на рис. 2.4.12.

2.4.3. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СФЕРИЧЕСКИХ ЭЛАСТОМЕРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

В процессе конструирования ЭП (рис. 2.4.13) необходимо обеспечить его долговечность при заданных габаритах. Долговечность циклически нагруженных резино-металлических элементов (РМЭ), работающих при умеренном саморазогреве ($T \leq 320-330$ К) и ограниченных относительных осадках резиновых слоев $\varepsilon = \frac{\Delta_{об}}{\Delta_0}$ ($\Delta_{об}$, Δ_0 — объемная и общая деформации слоя резины при обжатии), может быть вычислена исходя из кривых усталости обычного типа:

$$L = \left(\frac{A}{\gamma} \right)^m$$

Здесь L — число циклов нагружения до появления недопустимых дефектов; γ — результирующая циклическая сдвиговая деформация

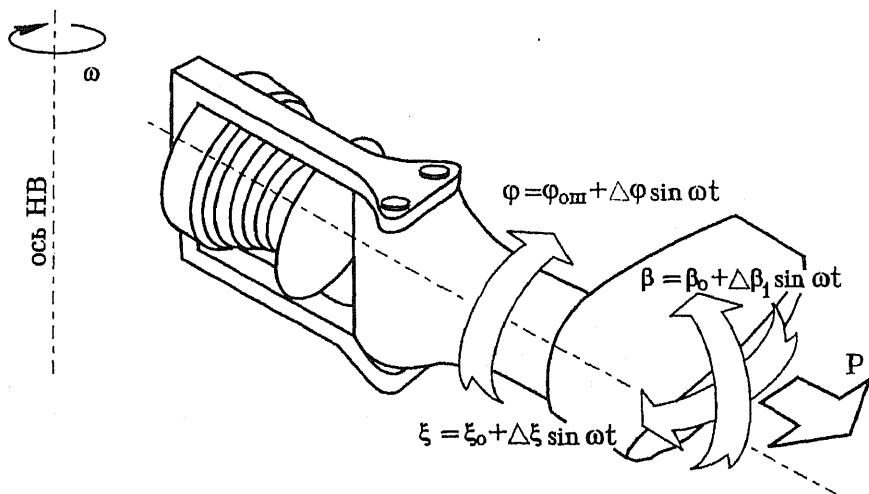


Рис. 2.4.13. Напряжение сферического эластомерного подшипника втулки несущего винта

в наиболее нагруженном слое, $\gamma = \frac{S}{tn}$ (рис. 2.4.14), где n — количество элементов; S — перемещение при деформации сдвига; t — толщина слоя; показатель степени m в диапазоне $L = (1 - 50) \cdot 10^6$ циклов примерно равен пяти; A — коэффициент работоспособности, $A = 7,5 - 8,1$.

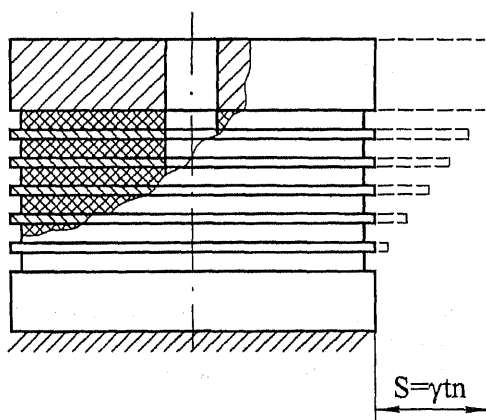


Рис. 2.4.14. Перемещение при деформации сдвига резино-металлического элемента

Допустимые значения относительной осадки целесообразно выбирать в зависимости от радиуса или номера слоя резины:

$$\varepsilon = \begin{cases} 0,05 & \text{при } i \leq 5, \\ 0,05 + (0,01 \dots 0,02)(i - 5) & \text{при } i > 5, \end{cases}$$

где i — номер слоя, начиная от внутреннего фланца.

При относительных осадках ε , превышающих некоторое предельное значение, происходит резкое снижение долговечности. Расчетной считают относительную осадку на внутреннем контуре слоя в точке А (рис. 2.4.15). Выход подшипника из строя фиксируется по состоянию внешних поверхностей резиновых слоев. С учетом этого расчетной, т.е. используемой для прогнозирования, принято считать результирующую циклическую сдвиговую деформацию в точке В.

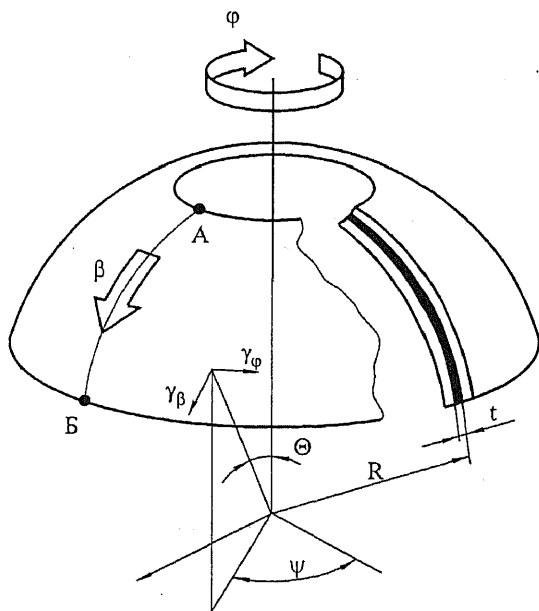


Рис. 2.4.15.
Суммирование
сдвиговых
деформаций
в сферическом
слое

При определении сдвиговой деформации γ используются расчетные гистограммы, составленные с учетом накопленных статистических данных по повторяемости режимов полета вертолета в реальной эксплуатации.

Конструктивно-технологические ограничения

Сферические ЭП целесообразно изготавливать методом литья под давлением 40—50 МПа. У большинства сферических ЭП форма принята конической. Их геометрия описывается шестью параметрами: R_{11} , R_{2n} , δ_0 , δ_1 , α_0 , α_1 .

Толщину резиновых слоев t_i целесообразно выбирать максимально возможной из условия $\varepsilon_i = [\varepsilon]$. Соответственно углы для i -го слоя

$$\Theta_{1i} = \frac{\pi}{2} - \alpha_0 - \arcsin \left[R_{1i} \sin \frac{\delta_0 - \alpha_0}{R_{11}} \right];$$

$$\Theta_{2i} = \frac{\pi}{2} - \alpha_1 - \arcsin \left[R_{1i} \sin \frac{\delta_1 - \alpha_1}{R_{11}} \right],$$

где δ_0 и δ_1 — внешний и внутренний углы первого слоя; α_0 и α_1 — направляющие углы внешней и внутренней образующей (рис. 2.4.16).

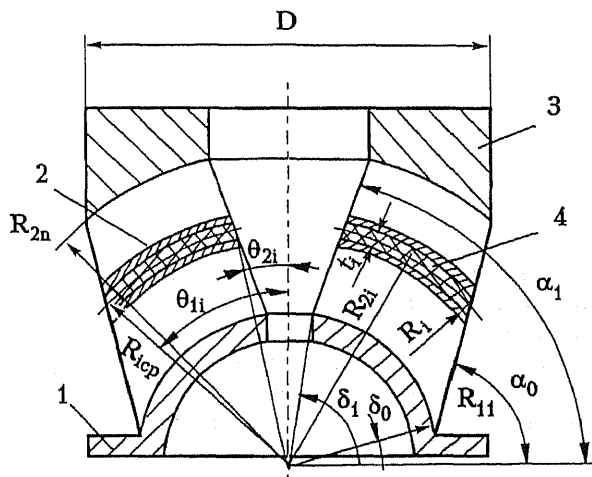


Рис. 2.4.16.
Типовая схема сферического эластомерного подшипника:
1 — внутренний фланец;
2 — металлическая арматура;
3 — наружный фланец;
4 — резиновые слои

По условиям разборки пресс-формы угол δ_0 обычно должен превышать 28—30°. Это ограничение отсутствует при использовании пресс-формы с разрушаемыми дистанционными кольцами, однако в этом случае существенно возрастает трудоемкость изготовления

подшипника. Перспективной является пресс-форма с разъемными металлическими дистанционными кольцами.

Для надежной фиксации арматуры по ее внутреннему контуру внутренние диаметры слоев должны различаться не меньше чем на 1,2—2 мм, что ограничивает максимальное значение угла α_1 (рис. 2.4.17). Для обеспечения необходимых проходных сечений литниковых отверстий у внутренних слоев и надежного крепления центрального тела пресс-формы во внутреннем фланце подшипника угол δ_1 должен быть таким, чтобы диаметр d составлял не менее 8—12 мм.

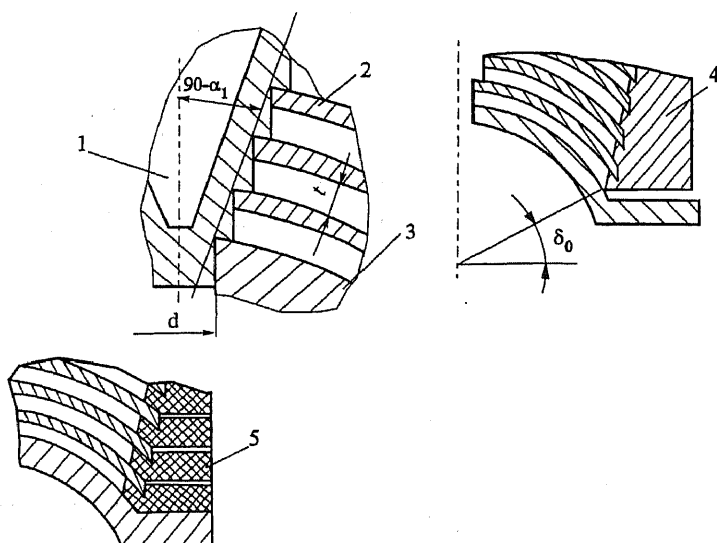


Рис. 2.4.17. Элементы пресс-формы для изготовления сферического эластомерного подшипника:

- 1 — центральная часть пресс-формы;
- 2 — металлическая арматура подшипника;
- 3 — внутренний фланец подшипника;
- 4 — гребенчатый вкладыш пресс-формы;
- 5 — дистанционное кольцо

Изготовление ЭП без центральной полости практического распространения не получило из-за чрезмерной сложности пресс-формы.

Толщина металлической арматуры t_m на стадии предварительного определения размеров обычно не вычисляется, а выбирается на основании имеющегося опыта.

При больших значениях фактора формы Φ изготовление ЭП методом литья под давлением усложняется. Из-за возрастания сопротивления течению резиновой смеси не только повышается требуемое давление, но и ухудшатся равномерность заполнения слоев, увеличивается вероятность смыва клеевой композиции, что в совокупности может привести к местным непроклеям и другим дефектам. Практически для ЭП втулок НВ допустимые значения фактора формы $\Phi = 25-30$. $\Phi = \frac{F}{\Pi}$, где F — площадь сжатия; Π — площадь поверхности по периметру слоя.

Минимальная величина радиуса первого слоя R_{11} часто определяется условиями размещения центрирующей опоры. Достаточно стабильной является и величина $q = \frac{P}{R_{11}^2}$, характеризующая удельную нагруженность первого слоя. В реальных конструкциях она колеблется в пределах 60–100 МПа.

Суммарную толщину резиновых слоев $t_{\Sigma} = \sum t_i$ целесообразно увеличивать лишь до некоторого предела. По мере удаления от внутреннего фланца жесткость слоев на сдвиг быстро растет и их влияние на расчетную сдвиговую деформацию γ , определяющую долговечность подшипника, снижается (рис. 2.4.18). В реальных

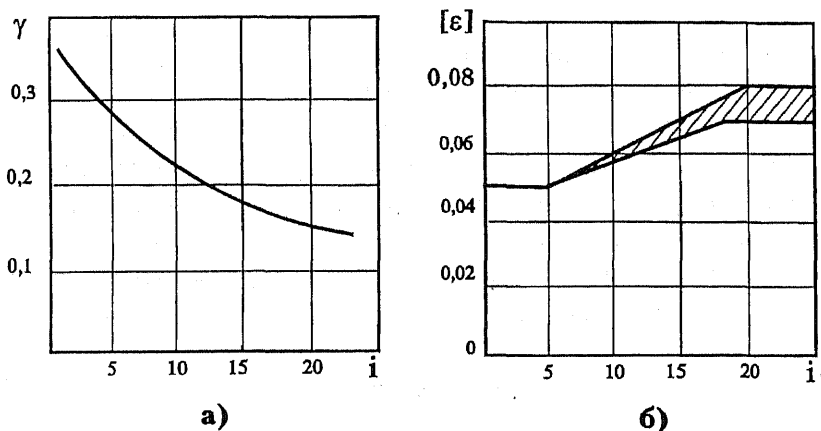


Рис. 2.4.18. Типичное распределение сдвиговых деформаций по слоям сферического эластомерного подшипника (а) и изменения допускаемых относительных осадок $[\epsilon]$ по высоте резино-металлического подшипника (б)

конструкциях число слоев n не превышает 32. Увеличение количества слоев приводит не только к возрастанию габаритов и массы подшипника, но и к заметному увеличению его стоимости.

В параметрических исследованиях вместо числа слоев удобнее оперировать относительной высотой h ЭП:

$$h = \frac{R_{2n}}{R_{11}} = 1 + \frac{t_{\Sigma}}{R_{11}} + \frac{(n-1)\Sigma t_m}{R_{11}},$$

где R_{2n} — радиус, на котором расположен n -й слой.

Обычно величина h не превышает 2,5—3. При больших значениях наблюдаются случаи потери подшипником осевой устойчивости. Для решения задачи об устойчивости сжатых ЭП нет соответствующих методов расчета, ограничено и число опытных данных. В основном приходится ориентироваться на общие соображения, принимая окончательное решение по результатам специальных опытов, в частности, нагружением подшипника осевой силой, превышающей максимальную эксплуатационную в 2,0—2,5 раза. Для рассматриваемой резины определяется необходимый фактор формы i -го слоя Φ_i и вычисляется его толщина:

$$t_i = \frac{R_i}{\Phi_i} \operatorname{tg} \frac{\Theta_{2i} - \Theta_{1i}}{2}.$$

В процессе формирования ЭП последовательно добавляются резиновые слои и металлическая арматура, начиная от внутреннего фланца и вплоть до достижения внешнего радиуса R_{2n} .

Для каждой стадии помимо толщин t_i определяются сдвиговые деформации γ_i и их максимальное значение γ , являющееся расчетным для прогнозирования долговечности L . Одновременно подсчитываются угловые жесткости $c_{\phi i}$, c_{ϕ} , $c_{\beta i}$, c_{β} , жесткость сжатия Δ_i и ресурс в часах:

$$L^* = \frac{L}{60} n_{\text{нв}},$$

где $n_{\text{нв}}$ — частота вращения НВ; $L = L(q, h, \delta_0, \delta_1, \alpha_0, \alpha_1)$.

Практический критерий $L = L_{\text{max}}$ в ходе оптимизации углов $\delta_0, \delta_1, \alpha_0, \alpha_1$ заменяется условием $\gamma = \gamma_{\text{min}}$. Рост угла δ_1 и уменьшение угла δ_0 приводят к относительному увеличению сдви-

говой жесткости внутренних слоев и к уменьшению их расчетного значения γ .

Увеличение угла α_0 снижает угловую жесткость внешних слоев. Уменьшение угла α_1 выравнивает сдвиговые деформации по высоте ЭП, но приводит к уменьшению суммарной толщины резиновых слоев и снижению долговечности подшипника.

В «двухмодульных» подшипниках рассмотренные закономерности не всегда соблюдаются. В этих подшипниках сдвиговые деформации минимизируются за счет использования в разных слоях резины с неодинаковыми модулями сдвига, и часто долговечность такой конструкции определяется слоем, на котором происходит смена резины. Такой прием при равных габаритах ЭП может дать выигрыш по долговечности в 1,5—2 раза. Если и при «двухмодульной» конструкции не удастся получить желаемые результаты, целесообразно рассмотреть возможность применения «многомодульных» подшипников, ориентируясь на клеевой способ их изготовления. Не исключается и замена сферических ЭП сферически-упорными (см. рис. 2.4.14), что связано с принципиальным изменением конструкции ВНВ.

Выбор основных параметров ЭП

Выбор основных параметров ЭП основан на поиске разумного компромисса между их габаритами и долговечностью. Наиболее показательными параметрами сферических ЭП являются величины

$$q = \frac{P}{R_{11}^2} \text{ и } h = \frac{R_{2n}}{R_{11}}.$$

На первом этапе выполняют серию расчетов, позволяющих представить долговечность подшипника в функции q и h для заданных эквивалентных циклических отклонений $\Delta \beta_0$ и φ_0 , оптимизируя при этом остальные параметры, определяющие форму и размеры ЭП по критерию $L = L_{\max}$.

В узловых точках « $q-h$ » сетки производится оптимизация углов $\delta_0, \delta_1, \alpha_0, \alpha_1$ и определяется максимально достижимая долговечность L (рис. 2.4.19).

Для удобства последующего анализа на диаграмму наносятся вспомогательные линии: толщина резинового слоя $t = [t]$ и $R_{2n} = \text{const}$. Нанося на диаграмму линии, соответствующие заданной системе

ограничений $L \leq [L]$, $R_{11} = [r]$, $R_{2n} \leq [R]$, $t = [t]$, получаем область существования объекта проектирования, анализ которой сразу же дает решение некоторых задач оптимизации:

$\max(L)$ при $\max(R_{11})$ — точка A ;

$\max(L)$ при $R_{2n} \leq [R]$ — точка B ;

$\max(R_{2n})$ при $L \leq [L]$ — точка C ;

$\max(R_{11})$ при $L \leq [L]$ — точка D .

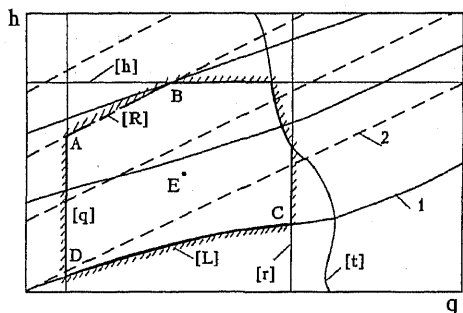


Рис. 2.4.19.
Зависимость
удельной нагруженности
первого слоя q
и его относительной
высоты h :
1 — линии $L = \text{const}$;
2 — линии $R_{2n} = \text{const}$

Второй этап сводится к эскизной компоновке ВНВ с вариантами ЭП, полученными на первом этапе. После повторной оптимизации углов $\delta_0, \delta_1, \alpha_0, \alpha_1$ в точках A, B, C, D и центре области существования (точка E) строятся габаритные чертежи соответствующих ЭП, служащих в дальнейшем основой для детальных эскизных компоновок ВНВ, на базе которых может быть окончательно выбрано оптимальное сочетание $q^{\text{opt}} - h^{\text{opt}}$.

На третьем этапе при окончательно выбранном сочетании $q^{\text{opt}} - h^{\text{opt}}$ проводится подробный проектировочный расчет подшипника с определением толщины резиновых слоев и всех геометрических размеров металлической арматуры. Прогнозируются интегральные жесткостные характеристики $\Delta = \Delta(P)$, $M_\varphi = M_\varphi(\varphi)$, $M_\beta = M_\beta(\varphi)$.

Конкретная диаграмма $q - h$ справедлива только для определенной осевой нагрузки P , заданной гистограммы перемещения лопасти и данной марки резины.

Пути повышения несущей способности сферических ЭП

В тех случаях, когда в рамках заданных ограничений не удастся обеспечить приемлемый уровень расчетной сдвиговой деформации γ только за счет подбора углов $\delta_0, \delta_1, \alpha_0, \alpha_1$, можно соответствующим образом перераспределить жесткости резиновых слоев. Для этого внутренние слои выполняются из резины с большим, чем у внешних слоев, модулем сдвига. Другим путем повышения несущей способности сферических ЭП является снижение касательных напряжений от действия осевой нагрузки на внутреннем контуре слоя, где обычно и возникают начальные очаги разрушения. С этой точки зрения, оптимальным был бы подшипник без центральной полости, имеющий в центре слоя касательные напряжения $\tau = 0$. Однако в этом случае потребуются весьма сложные пресс-формы, из-за чего резко возрастет стоимость. Более перспективным является заполнение центральной полости под давлением малосжимаемой жидкостью. При этом происходит равномерное сжатие резиновых слоев вблизи внутреннего контура ЭП. Кроме того, заполнение полости ЭП жидкостью приводит к снижению нагрузки от центробежной силы на слои резины.

Побочным положительным эффектом для «гидроупругих» ЭП оказывается возможность обнаружения разрушения резиновых слоев и металлической арматуры по давлению в полости или наличию потоков жидкости на наружных поверхностях подшипника.

2.4.4. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ V-ОБРАЗНОГО ТОРСИОНА

На рис. 2.4.5, *г* приведена КСС втулки с V-образным торсионом, заменяющим ГШ и ОШ. Аэродинамические и инерционные силы и моменты с лопасти передаются через две ветви торсиона на корпус ВНВ. Торсион воспринимает центробежную силу, изгибающий момент при маховом движении лопасти в плоскости тяги, закручивается при повороте лопасти и нагружается в плоскости вращения силой, либо силой и моментом в зависимости от наличия или отсутствия ВШ. Торсион состоит из пакета тонких пластин. Поверхность пластин упрочняется и защищается от фрикционной коррозии.

В процессе конструирования V-образного торсиона выбираются: угол между ветвями торсиона, его рабочая длина, площадь сечения, количество и ширина пластин. Крутильная жесткость торсиона не должна превышать допустимой величины по условию нагружения гидросилителей каналов управления. На стоянке V-образные тор-

сионы должны быть разгружены от момента инерционной силы лопасти за счет ограничителей свеса.

Равнодействующая сил лопасти $R \approx P$ (рис. 2.4.20, а) повернута под некоторым углом к оси симметрии $\xi \pm \Delta \xi$ ($\Delta \xi$ — переменная часть угла лопасти в плоскости вращения). Поэтому при горизонтальном полете вертолета происходит перераспределение центробежной силы P во ветвях торсиона (T'_B и T''_B). При закрутке торсиона на угол φ ветвь закручивается и изгибается в плоскости минимальной жесткости (рис. 2.4.20, б). Нормальные напряжения от изги-

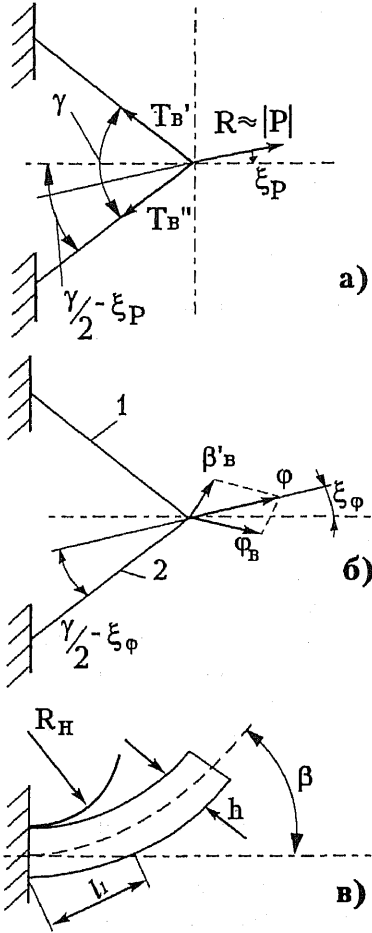


Рис. 2.4.20. Расчетные схемы нагружения ветвей V-образного торсиона:
 а — составляющие T'_B и T''_B центробежной силы P в плоскости вращения;
 б — составляющие нагрузки при закрутке торсиона на угол φ в плоскости минимальной жесткости; φ_B , β_B — углы закрутки для ветви 1 торсиона;
 в — облегание направляющей корпуса втулки пластинами торсиона; R_H — радиус направляющей; l_1 — длина зоны изгиба торсиона; β — угол взмаха лопасти

бающего момента в плоскости максимальной жесткости пластины торсиона при закрутке на угол φ аналогичны напряжениям в пластинчатом торсионе.

При изгибе торсиона в плоскости тяги при взмахе лопасти на угол β (рис. 2.4.20, *в*) пластины торсиона облегают направляющие корпуса втулки с радиусом R_n . При взмахе лопасти на угол β и при облегании направляющих в пластинах торсиона возникают нормальные изгибные напряжения. При отсутствии ВШ лопасть нагружает торсион перерезывающей силой Q , получаемой из расчета вынужденных колебаний лопасти в плоскости вращения. Нормальные напряжения в торсионе складываются из постоянной части напряжений $\Sigma \sigma_0$ и переменной $\Sigma \Delta \sigma$. Постоянная часть напряжений

$$\Sigma \sigma_0 = \sigma_{\text{раст}}^P + \sigma_{\text{изг}}^\varphi + \sigma_{\text{раст}}^\beta + \sigma_{\text{изг}}^\beta + \sigma_{\text{раст}}^M.$$

Здесь $\sigma_{\text{раст}}^P = \frac{T_n}{nb\delta}$ — нормальные напряжения от центробежной силы, T_n — составляющая центробежной силы P по ветви торсиона

$$\left(T_n = \frac{P \sin \left[\frac{\gamma}{2 \pm (\xi \pm \Delta \xi)} \right]}{\sin \gamma} \right), n — \text{количество пластин в торсионе,}$$

b, δ — ширина и толщина пластины торсиона; γ — угол между ветвями торсиона;

$$\sigma_{\text{изг}}^\varphi = \frac{3 \varphi_n h P \psi(\alpha l)}{\delta b^2} — \text{нормальные напряжения от изгибающего}$$

момента в плоскости максимальной жесткости пластины торсиона, $\varphi_n = \cos \frac{\gamma}{2 + \xi_n}$ — угол закрутки ветви торсиона,

$$\psi(\alpha l) = \frac{\text{ch}(\alpha l) - 1}{(\alpha l) \text{sh}(\alpha l) - 2(\text{ch}(\alpha l) - 1)}, \quad \alpha = \sqrt{\frac{P}{EI}};$$

$$\sigma_{\text{раст}}^\beta = \frac{Eh\beta}{2l_1} — \text{нормальные напряжения растяжения торсиона}$$

при облегании направляющей корпуса втулки, β — угол взмаха лопасти, l_1 — длины зоны изгиба торсиона;

$\sigma_{\text{изг}}^{\beta} = \frac{Eh}{2R_{\text{н}}}$ — нормальные напряжения изгиба торсиона при облегании направляющей корпуса втулки, $R_{\text{н}}$ — радиус направляющей втулки;

$\sigma_{\text{раст}}^M = \frac{S}{nb\delta}$ — нормальные напряжения растяжения (сжатия) в ветвях торсиона от действия осевой силы, $S = \frac{P}{2 \sin \frac{\gamma}{2}}$ — состав-

ляющая осевой силы по осям ветвей торсиона.

В сжатой ветви торсиона на соответствующих режимах работы НВ (остановки, раскрутки) допустимые напряжения определяются критическими напряжениями потери устойчивости пластин.

По аналогичным формулам рассчитываются переменные части напряжений: $\Delta \sigma_{\text{раст}}^P$, $\Delta \sigma_{\text{изг}}^{\Phi}$, $\Delta \sigma_{\text{раст}}^{\beta}$, $\Delta \sigma_{\text{изг}}^{\beta}$, $\Delta \sigma_{\text{раст}}^M$. Суммарные напряжения $\Sigma \sigma = \Sigma \sigma_0 \pm \Sigma \Delta \sigma$ сравниваются с допускаемыми напряжениями по условиям обеспечения ресурса, которые определяются на основании накопленного опыта разработки универсальных торсионов. Ресурс устанавливают по результатам усталостных испытаний торсиона при нагружении, эквивалентом полетному.

2.4.5. ВЫБОР ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФЕРА ВШ

Самопроизвольные колебания (раскачивание) вертолета на земле с нарастающей амплитудой принято называть «земным» резонансом. Это явление появилось после введения в конструкцию втулки винтов ВШ.

Физическая сущность явления заключается в следующем. При собственных колебаниях лопастей НВ в плоскости вращения (относительно ВШ), которые могут возникнуть от какого-либо толчка (порыв ветра, грубой посадки и т.д.), появляются инерционные силы в плоскости вращения винта. Это приводит к смещению центра тяжести НВ относительно его оси вращения. Передаваясь на фюзеляж вертолета, они вызывают его колебания на упругом шасси. Силы, раскачивающие вертолет, меняются с определенной частотой, зависящей от частоты собственных колебаний лопасти в плоскости вращения и угловой скорости вращения винта.

Наиболее легко вертолет раскачивается, когда частота изменения возбуждающих сил близка к частоте собственных колебаний вертолета на упругом шасси. Одновременно при колебаниях корпуса вертолета

возникают силы, раскачивающие лопасти в плоскости вращения. Наличие такой двусторонней связи между колебаниями вертолета и лопастей приводит к тому, что при некоторой угловой скорости вращения винта вертолет может стать неустойчивым, т.е. раз начавшиеся колебания вертолета могут оказаться не затухающими, а нарастающими.

Основные средства борьбы с «земным» резонансом:

- установка специальных демпферов на ВШ лопастей НВ;
- введение специальных демпфирующих элементов в конструкцию амортизаторов шасси;
- выбор характеристик гидравлического сопротивления амортизаторов на прямом и обратном ходу, а также частотных характеристик амортизаторов и пневматиков с учетом отстройки от «земного» резонанса.

Запас устойчивости винта на упругом основании может быть повышен как увеличением степени демпфирования колебаний лопасти, так и увеличением демпфирования колебаний фюзеляжа, т.е. повышением демпфирующей способности шасси. Однако возможности увеличения этих видов демпфирования весьма ограничены, т.к. демпфер лопасти и шасси выполняет ряд других функций, не связанных с «земным» резонансом. Демпфер лопасти работает при поступательном полете вертолета и нагружает комлевую часть лопасти переменным изгибающим моментом, тем большим, чем больше степень его демпфирования. Причем прочность комлевой части лопасти и втулки определяется главным образом именно наличием демпфера. Чрезмерное увеличение степени демпфирования шасси без применения специальных устройств приводит к повышению динамических нагрузок при посадке вертолета.

Демпферы ВШ бывают фрикционные, гидравлические, резино-металлические.

Фрикционный демпфер представляет собой пакет стальных пластин и пластин из фрикционного материала (ферадо). При качании лопасти относительно ВШ происходит угловое перемещение пластин из фрикционного материала относительно стальных пластин. Затяжкой пружин регулируется момент трения демпфера.

Момент трения фрикционного демпфера (рис. 2.4.21, б) имеет ступенчатую характеристику. В процессе эксплуатации определился ряд недостатков такого демпфера, в частности, зависимость момента трения от состояния поверхности трения за счет износа, сложность отвода тепла из пакета, увеличение относительной массы и вредного аэродинамического сопротивления с увеличением взлетной массы вертолета.

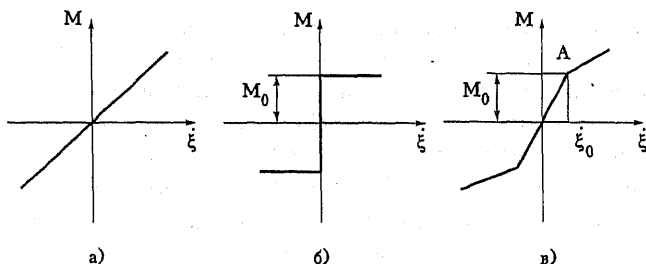


Рис. 2.4.21. Типичные характеристики демпферов ВШ втулки НВ:
 а — линейный демпфер; б — фрикционный демпфер;
 в — ступенчатый демпфер

Гидравлические демпферы нашли широкое применение в практике вертолетостроения. В зависимости от конструкции они могут иметь линейную (рис. 2.4.21, а) или ступенчатую (рис. 2.4.21, в) характеристику. У гидравлических демпферов есть серьезные недостатки, в частности, большая чувствительность к температуре. В конструкции гидравлического демпфера должны присутствовать элементы, обеспечивающие стабильность характеристики при изменении температуры. Постоянство объемов жидкости в полостях демпфера поддерживается за счет компенсационного бачка. При увеличении объема жидкости от нагревания через предельные клапаны излишек жидкости поступает из полости демпфера в бачок. Из этого же бачка осуществляется компенсация утечек жидкости через уплотнения демпфера. Как правило, на все демпферы ВШ устанавливается один компенсационный бачок. Он располагается в центральной части втулки на оси вращения НВ. На некоторых вертолетах каждый демпфер имеет индивидуальный компенсационный бачок. Для контроля объема жидкости в бачке устанавливается мерное стекло.

При поступательном полете вертолета линейные демпферы нагружают комлевую часть лопасти в несколько раз выше, чем при «земном» резонансе. Этот недостаток в значительной степени устранен у наиболее широко применяемых гидравлических демпферов со ступенчатой характеристикой с редукционным клапаном (рис. 2.4.21, в), а также у фрикционных демпферов.

Основной недостаток демпферов со ступенчатой характеристикой и, в частности, фрикционных демпферов — появление у вертолета так называемого порога возбуждения. Вертолет, будучи устойчивым при малых амплитудах колебаний лопасти, может стать неустойчивым при больших амплитудах, превосходящих порог возбуждения.

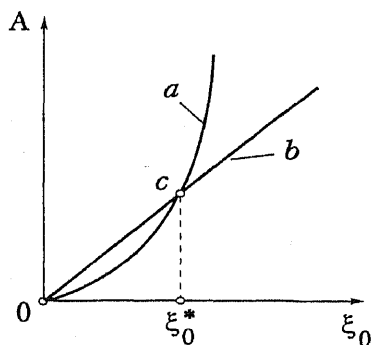


Рис. 2.4.22. Зависимость работы демпфера A за период колебания от амплитуды колебаний ξ_0 ;
 a — потребное демпфирование;
 b — располагаемое демпфирование;
 c — порог возбуждения

На рис. 2.4.22 показаны зависимости работы A от амплитуды колебаний ξ_0 лопасти (при неизменной частоте колебаний). Если кривая a характеризует потребное демпфирование лопасти, то кривая b соответствует располагаемому демпфированию ступенчатого демпфера, фактически имеющегося на вертолете.

При колебаниях лопасти с амплитудой $\xi_0 < \xi_0^*$ демпфирование будет больше потребного, при колебаниях с амплитудой $\xi_0 > \xi_0^*$ — будет недостаточным. Амплитуда колебаний ξ_0^* и есть порог возбуждения. Ее значение определяется из формулы

$$\xi_0^* = \frac{4 M_0}{\pi \nu_t k_{л}^{\text{потр}}},$$

где M_0 — момент затяжки демпфера, выбираемой из соображения прочности комлевой части лопасти; ν_t — частота колебаний лопасти; $k_{л}^{\text{потр}}$ — потребный коэффициент демпфирования.

Таким образом, если вертолет получил какое-либо возмущение (толчок), в результате которого начались колебания (и вертолета, и лопастей), то при амплитуде колебаний лопасти, меньшей ξ_0^* , движение будет устойчивым — колебания затухнут; в противном случае возникнут нарастающие колебания вертолета.

Для исключения этого недостатка демпфер должен обеспечивать большое демпфирование при низких частотах колебаний («земной» резонанс) лопасти и малое демпфирование при частоте колебаний, равной частоте вращения НВ (и выше). Такими характеристиками

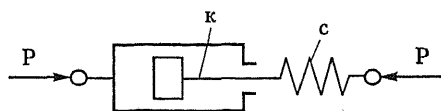


Рис. 2.4.23. Схема пружинно-гидравлического демпфера

ками обладает пружинно-гидравлический демпфер (рис. 2.4.23). Он состоит из последовательно соединенных упругого элемента с жесткостью c и собственно демпфера с характеристикой k . Характеристики c и k вы-

бираются так, чтобы обеспечить достаточное демпфирование при «земном» резонансе, иметь малые изгибающие моменты на лопастях при поступательном полете.

Пружинный демпфер дает «упругость» в ВШ, а ее наличие снижает значения потребного демпфирования. Упругим элементом в пружинно-гидравлическом демпфере может быть стальная пружина, резиновая втулка, радиальная металло-резиновая втулка. Запас демпфирования по «земному» резонансу обеспечивается соответствующим выбором характеристик шасси.

Резино-металлические демпферы. Резина отличается высоким внутренним трением, проявляющимся при циклическом деформировании в виде гистерезисных потерь. Они характеризуются коэффициентом поглощения $\psi = \frac{2f}{\Delta \sigma \Delta \epsilon}$, представляющим собой отношение работы f , рассеянной в течение цикла к упругой энергии $\frac{\Delta \sigma \Delta \epsilon}{2}$, соответствующей амплитудным значениям напряжения $\Delta \sigma$ и деформации $\Delta \epsilon$. Для демпфирующего элемента выбирают марки резины с большими коэффициентами ψ .

Демпфер данной конструкции представляет собой резиновые слои, чередующиеся с жесткой металлической арматурой, допускающие большие линейные перемещения за счет упругих сдвиговых деформаций.

Резино-металлический демпфер ВШ по своим геометрическим размерам и массе, стоимости изготовления и затратам в процессе эксплуатации вертолета имеет существенные преимущества перед пружинно-гидравлическим демпфером. В практике вертолетостроения демпферы нашли применение и имеются большие перспективы широкого их внедрения. В частности, резино-металлические демпферы ВШ установлены на втулках экспериментального вертолета Боинг-360.

2.5. РУЛЕВЫЕ ВИНТЫ

2.5.1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ЭЛЕМЕНТАМ РВ

Рулевой винт (РВ) и его крепление включают в себя: лопасти, втулку, рычаг поворота лопасти, крепление втулки РВ, вал редуктора РВ, картер редуктора (если он входит в силовую схему конструкции), а также крепление хвостового редуктора к фюзеляжу (хвостовой или концевой балки).

РВ должны иметь удовлетворительные аэродинамические характеристики как при работе на режиме висения, так и при поступательном полете. При работе на различных летных режимах винт должен создавать минимально возможные вибрации за счет правильного выбора его параметров.

Основной задачей при конструировании винта является обеспечение приемлемого уровня переменных нормальных напряжений в лопасти и деталях втулки от действия изгибающего момента в плоскости вращения.

Для РВ характерной является работа на многих режимах при больших углах установки лопастей. При отсутствии шарнира, позволяющего лопасти совершать колебания в плоскости вращения, изгибные колебания в двух плоскостях — наибольшей и наименьшей жесткости — при угле установки $\varphi \neq 0$ оказываются связанными. Это значит, что одновременно происходит изгиб лопасти как в плоскости наибольшей, так и в плоскости наименьшей жесткостей.

Отстройка от резонанса совместных изгибных колебаний и кориолисовых сил решается соответствующим выбором кинематической схемы втулки, жесткостных и массовых характеристик лопасти. Изменение жесткости лопасти (в основном в комлевой ее части) в плоскости вращения в сторону увеличения или уменьшения дает возможность устранять резонанс. Одним из эффективных способов снижения нагрузок является применение компенсатора взмаха.

Установка в системе путевого управления автоматов — ограничителей угловой скорости разворота — снижает нагрузки в РВ.

2.5.2. КОНСТРУКТИВНО-КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ВТУЛОК РВ

РВ одновинтового вертолета предназначен для уравнивания реактивного момента НВ и путевого управления. Несмотря на простоту требований к нему (изменение величины тяги) он работает в более тяжелых условиях, чем НВ. К особенностям динамики

РВ относится то, что при разворотах на режиме висения с большой угловой скоростью ω_y (более 1 рад/с, что соответствует развороту на 360° менее чем за 6 с) лопасти нагружаются значительными переменными изгибающими моментами, создаваемыми силами Кориолиса.

Нагрузки на винт существенно зависят от частотных характеристик лопастей, поэтому рулевые винты подразделяются на несколько основных типов: РВ повышенной жесткости, РВ пониженной жесткости (полужесткие), РВ на кардане, докритические РВ.

Винты повышенной жесткости применялись на вертолетах Ми-1, Ми-4, Ми-6. Втулки этих РВ имели ГШ и ОШ. Шарниры, аналогичные ВШ ВНВ, применяемые для снижения нагрузок в плоскости вращения, на этих винтах отсутствовали. Это можно объяснить вертикальным расположением плоскости вращения РВ, а также недостатком знаний истинных величин нагрузок при проектировании первых вертолетов.

Отсутствие ВШ вызывает появление в лопастях изгибающих моментов в плоскости вращения практически на всех режимах полета. Винты этого типа относительно просты по конструкции, однако у них был серьезный недостаток — значительное снижение частоты собственных колебаний лопасти P_{x_1} при увеличении угла установки лопасти φ (рис. 2.5.1, а). В области больших углов установки имеет место близость к резонансу со 2-й гармоникой внешних нагрузок, что приводило к резкому возрастанию нагрузок. Такая ситуация обычно возникает на режимах разворота, когда кориолисовы нагрузки максимальны. Вследствие этого режим разворота вносит наибольшую повреждаемость в конструкцию, хотя продолжительность его относительно невелика. В отличие от НВ, для которых главным является обеспечение прочности от переменных нагрузок в плоскости взмаха из-за большой массовой характеристики лопасти, основная проблема РВ связана с обеспечением динамической прочности лопасти и втулки в плоскости вращения. Поэтому детали втулки и лопасти таких винтов имели большие моменты сопротивления, а следовательно, и большую массу. В результате увеличивалась центробежная сила и нагруженность подшипников ГШ и ОШ. Все это обуславливало значительную массу РВ повышенной жесткости, отнесенной к их тяге.

Нагрузки в плоскости вращения у этих винтов могут быть снижены при наличии компенсатора взмаха лопасти k . Можно считать, что при $k = 1$ реальная амплитуда махового движения лопасти относительно ГШ уменьшается в $\sqrt{2}$ раз, а амплитуда переменных

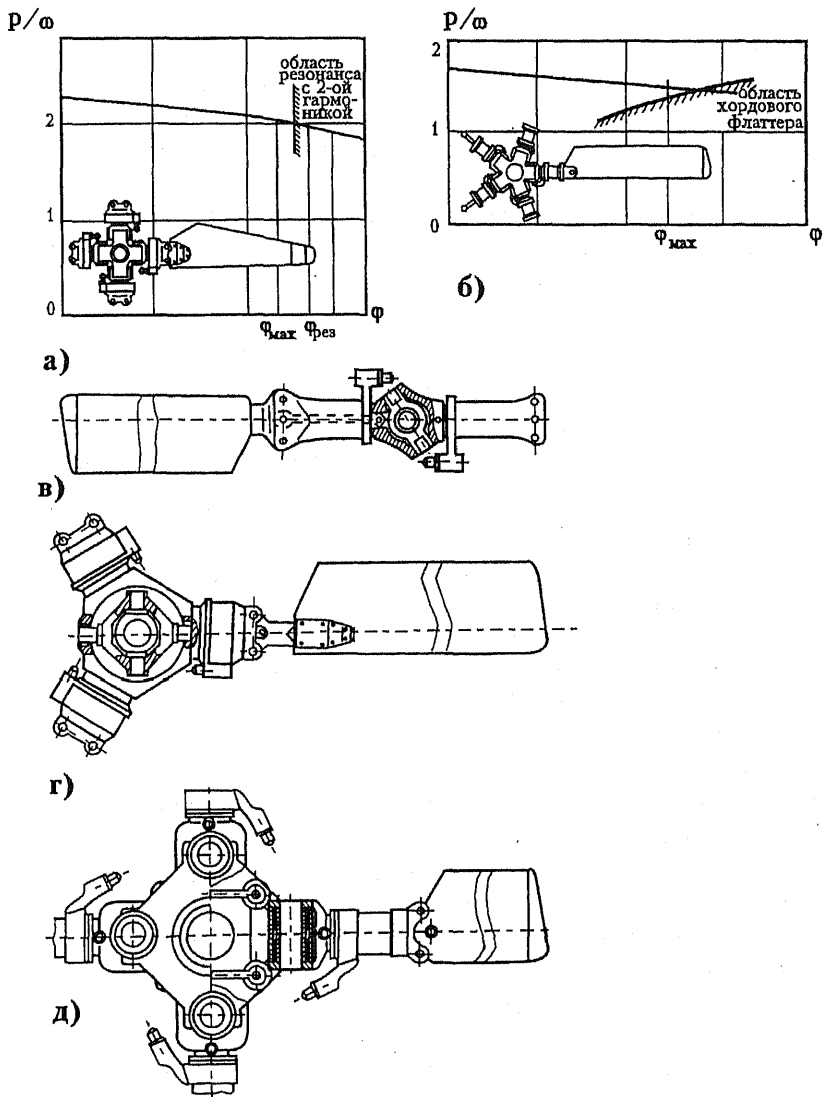


Рис. 2.5.1. Конструктивно-кинематические схемы рулевых винтов:
 а — рулевой винт повышенной жесткости;
 б — рулевой винт пониженной жесткости;
 в — двухлопастной рулевой винт со общим горизонтальным шарниром;
 г — рулевой винт на карданном подвесе;
 д — рулевой винт с вертикальными и горизонтальными шарнирами

изгибающих моментов от кориолисовых сил уменьшается в два раза. Однако практическая реализация этого конструктивного решения затруднена. Колебания лопастей относительно ОШ, обусловленные компенсатором взмаха, заметно снижают несущую способность этих узлов, и в результате приходится увеличивать их габариты и массу.

Недостатком винтов этого типа являлось также то, что их относительная масса возрастала при увеличении массы вертолета. Эти обстоятельства заставили обратиться к новым, более совершенным схемам РВ на вертолетах следующего поколения.

Винты пониженной жесткости (полужесткие) имеют частоту собственных колебаний P_{x_1} ниже 2-й гармоники, но выше 1-й (рис. 2.5.1, б). Расчеты показали, что не удастся обеспечить частоту $P_{x_1} < 2\omega$ (ω — угловая скорость вращения винта) простым уменьшением жесткости лопасти в комле, т.к. при этом из-за снижения момента сопротивления напряжения превышают допустимые. Для снижения частоты до значений (1,5—1,8) ω потребовалось применить специальное конструктивное решение — создать в комле лопасти участок с пониженной жесткостью ("шею"). Поскольку прочность винта в месте расположения «шей» снижается, то на винтах пониженной жесткости необходимо применять компенсатор взмаха $k = 0,6—1,0$.

Особенностью винта этого типа является возможность возникновения хордового флаттера при $\varphi > \varphi_{\max}$. Подобная неустойчивость присуща практически всем винтам с жестким креплением лопастей к втулке в плоскости вращения из-за малого демпфирования колебаний по консольной форме. Хотя при создании этих винтов и возникают определенные трудности, они относятся к перспективным типам РВ.

Основным преимуществом карданных винтов (рис. 2.5.1, в) является низкий уровень кориолисовых нагрузок в плоскости вращения и разгрузка подшипников кардана от центробежных сил. Наличие кардана на втулке РВ приводит к изменению угловых скоростей винта и хвостового вала. Вследствие значительной податливости валов хвостовой трансмиссии инерционные силы существенно снижаются. Снижение кориолисовых нагрузок позволяет уменьшить массу винтов. У РВ вертолета Ми-2 наличие компенсатора взмаха не вызывает качательного движения в ОШ, т.к. место соединения тяги управления с рычагом поворота лопасти располо-

жено на оси повернутого ГШ. Это облегчает работу ОШ и упрощает его конструкцию.

Хотя на карданных винтах кориолисовы нагрузки по низшим гармоникам были значительно снижены, эти винты не обладали требуемой весовой эффективностью.

По сравнению с винтами, имеющими индивидуальные ГШ, у карданных винтов появляются дополнительные собственные частоты и формы колебаний в плоскости взмаха, вызывающие увеличение напряжений в лопастях. Наименее догруженным оказывается трехлопастной винт, занимающий исключительное положение среди всех винтов на кардане (рис. 2.5.1, з). В конструкции такого винта все гармоники возбуждающих сил, за исключением гармоник, кратных трем, могут вызвать лишь шарнирные формы колебаний лопасти. В винте с любым другим числом лопастей 2-я гармоника вызывает консольные формы колебаний.

К другим недостаткам винтов на кардане относится наличие «жесткого» конструктивного угла конусности. Вследствие значительного изменения тяги винта, включая его реверсирование, в лопастях возникают большие статические напряжения в плоскости взмаха.

Принципиально неустраняемое качательное движение лопасти относительно ОШ у винтов с числом лопастей $n \geq 3$ (компенсатор взмаха получается большим единицы) создает предпосылки к возникновению автоколебаний и крайне усложняет конструкцию ОШ, вынужденных работать при больших амплитудах угловых колебаний.

Докритические винты. Если собственная частота консольного типа лопасти в плоскости вращения P_{x_1} ниже 1-й гармоники, соответствующие нагрузки на лопасть и втулку будут меньше, чем у винтов пониженной жесткости. Обеспечить такую частоту можно при подвеске лопасти ко втулке при помощи ВШ (рис. 2.5.1, д). Благодаря меньшим нагрузкам на лопасть и втулку докритические винты имеют преимущество перед винтами пониженной жесткости у тяжелых или даже средних вертолетов. Поскольку собственная частота $P_{x_1} < \omega$, в системе РВ — фюзеляж на земле и в полете могут возникать самовозбуждающиеся колебания типа «воздушный» резонанс. Для их устранения в конструкции винтов с ВШ включают упругодемпфирующие элементы, повышающие частоту собственных колебаний лопастей относительно ВШ до значений

$\bar{P}_{x_1} = \frac{P_{x_1}}{\omega} = 0,7$ и увеличивающие демпфирование колебаний.

Докритические винты имеют большие преимущества по сравнению с другими типами винтов. Значительное удаление собственной частоты от гармоник возбуждения (особенно от 2-й) снижают нагрузки в плоскости вращения на порядок по сравнению с винтами повышенной жесткости. В области первых трех гармоник остаются, как и у НВ, только частоты шарнирного тона в плоскости взмаха. Нагрузки на лопасть таких винтов наиболее низки, их можно сравнить с нагрузками на лопасть НВ, что позволяет создать самые легкие лопасти по сравнению с другими типами РВ. Снижение массы лопасти приводит к уменьшению центробежной силы, действующей на втулку винта, и является необходимым условием для облегчения РВ.

Низшие частоты собственных колебаний лопасти в плоскостях вращения и взмаха у винтов с ВШ практически не зависят от угла установки лопасти, т.к. в этом случае между ними остается лишь слабая связь от центробежных сил.

Возможность применять на таких винтах малые значения компенсатора взмаха устраняет опасность автоколебаний, а также уменьшает качательное движение в ОШ, что упрощает создание подшипников ОШ (или торсиона) с малой массой и большим ресурсом. Наличие ВШ и демпферов уменьшает динамические перегрузки в хвостовой трансмиссии при резких переключках педалей во время разворота на режиме висения, а также при увеличении угловой скорости винтов. Это снижает массу трансмиссии и хвостовой балки и смягчает ограничения по скорости переключки педалей. В отличие от других типов винтов вибрации хвостовой балки практически не вызывают напряжений в плоскости вращения лопастей. В результате значительного снижения нагрузок в плоскости вращения и облегчения лопастей их ресурс определяется напряжениями в плоскости тяги, как у НВ.

Преимущества докритических винтов проявляются сильнее при увеличении размерности вертолета.

Упругость в ВШ также помогает решить проблему устранения ударов лопастей по упорам ВШ при изменении угловой скорости винта, связанную с вертикальным расположением его плоскости вращения.

К особенностям винтов с ВШ следует отнести усложнение конструкции из-за наличия ВШ и упругодемпфирующих элементов, а также необходимость выбора параметров, обеспечивающих подавление зон неустойчивости «воздушного» резонанса.

У докритических РВ в процессе раскрутки и снижения угловой скорости может иметь место так называемый «гравитационный» резонанс (рис. 2.5.2). Этот резонанс наступает при совпадении частот собственных колебаний лопасти в плоскости вращения ω с угловой скоростью РВ P_{x_1} вследствие изменения направления силы тяжести. При выборе параметров РВ необходимо учитывать, что угловая скорость винта, соответствующая «гравитационному» резонансу, может быть близка к угловой скорости малого газа двигателей, при которой возможна длительная работа.

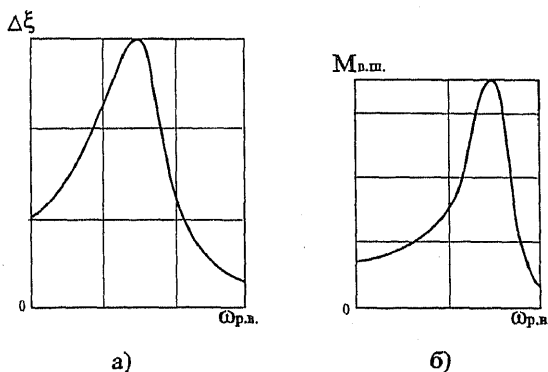


Рис. 2.5.2. Характеристики докритических винтов:
 а — амплитуда колебаний $\Delta \xi$ лопасти относительно вертикального шарнира при «гравитационном» резонансе;
 $\omega_{р.в.}$ — частота вращения рулевого винта
 б — изгибающий момент $M_{в.ш.}$ в плоскости вращения при «гравитационном» резонансе

Поскольку уровень переменных напряжений в агрегатах РВ значительно возрастает при использовании закрученных лопастей, а испытания не выявили существенного влияния закрутки лопастей на мощность, потребляемую РВ, целесообразным представляется применение плоских лопастей (исходя из технологических и прочностных соображений).

На отдельных вертолетах вместо РВ применяется фенестрон, — многопластный винт, помещенный в специально спрофилированное кольцо.

По сравнению с РВ фенестрон имеет ряд преимуществ:

— винт в кольце менее опасен для обслуживающего персонала;

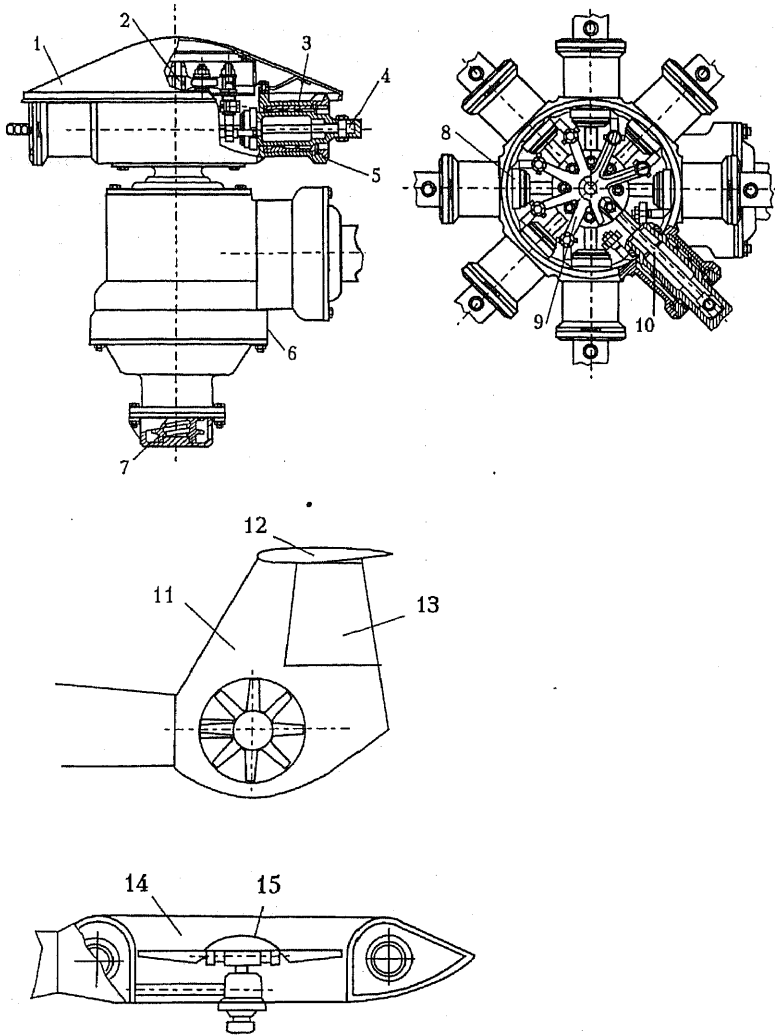


Рис. 2.5.3. Конструктивно-кинематическая схема фенестрона:

- 1 — обтекатель втулки;
 2, 7 — вал и механизм управления общим шагом винта;
 3 — подшипники корпуса осевого шарнира;
 4, 10 — торсион; 5 — корпус осевого шарнира;
 6 — корпус углового редуктора; 8, 9 — поводки управления;
 11 — киль; 12 — стабилизатор; 13 — руль;
 14, 15 — корпус и винт фенестрона

— наличие почти осевого потока на входе фенестрона позволяет упростить втулку винта, исключив шарнирные соединения, кроме осевого (в осевом шарнире используется торсион);

— не нужен промежуточный редуктор, т.к. ось фенестрона, как правило, расположена на оси хвостового вала;

— входная часть кольца фенестрона профилируется таким образом, что создается дополнительная тяга.

Основным недостатком фенестрона является значительно большая мощность, потребляемая им на режиме висения вертолета и большое аэродинамическое сопротивление корпуса фенестрона на режиме горизонтального полета вертолета. Лопастей и кольцо фенестрона выполняются из КМ. Конструирование втулки и лопастей фенестрона аналогично процессу конструирования жесткого многолопастного маршевого винта.

На рис. 2.5.3 представлено одно из возможных конструктивных оформлений фенестрона.

Перспективным является способ компенсации реактивного момента НВ за счет создания поперечной аэродинамической силы на хвостовой балке вертолета с системой суперциркуляции.

Глава 3. СИСТЕМА МЕХАНИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ВЕРТОЛЕТА

Процесс изменения сил и моментов, обеспечивающих полет вертолета по заданной траектории, называют *управлением*, а комплекс соответствующих устройств составляет *систему управления* (СУ) (рис. 3.1.1).

Управление вертолетом может осуществляться:

— непосредственно летчиком;

— летчиком, а также механизмами и устройствами, служащими для облегчения процесса управления и улучшения его качества (полуавтоматическая система);

— системой, в которой создание и изменение управляющих сил и моментов осуществляется комплексом автоматических устройств, а роль летчика сводится к отладке этих устройств и наблюдению за правильностью их работы.

СУ вертолетом состоит из ручного и ножного управления.

Ручное управление предназначено для воздействия на автомат перекоса (АП) НВ и разделяется на управление общим шагом (управление подъемной силой НВ по оси Y) и циклическим шагом НВ (продольное и поперечное управление относительно осей X и Z).

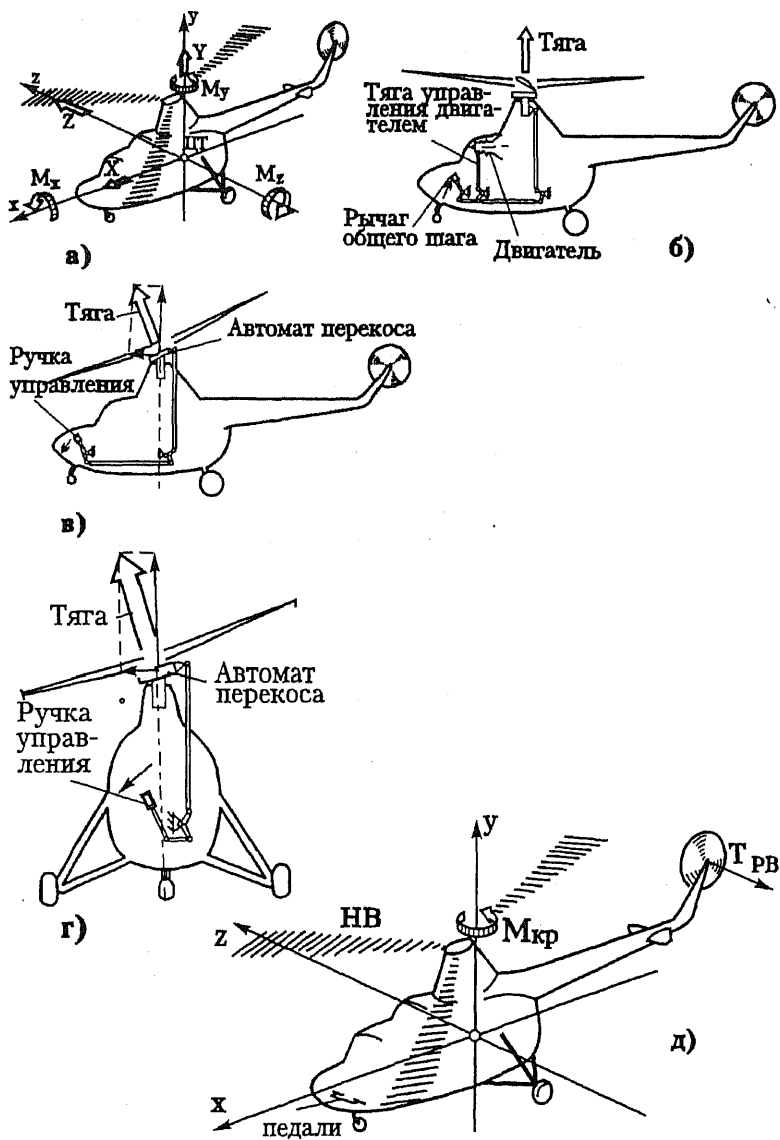


Рис. 3.1.1. Управление вертолета:
 а — система осей вертолета; б — управление общим шагом;
 в — продольное управление; г — поперечное управление;
 д — путевое управление

Управление общим шагом летчик осуществляет при помощи рычага, расположенного слева от него. Управление циклическим шагом НВ производится правой рукой.

Ножным управлением создается момент M_y относительно вертикальной оси вертолета и осуществляется путевое управление (рысканье). На вертолете одновинтовой схемы путевое управление предназначено для изменения общего шага РВ, на вертолетах соосной схемы — для дифференциального изменения общего шага НВ.

Движение рук и ног летчика при управлении вертолетом соответствует естественным рефлексам человека. *При перемещении ручки вперед, т.е. от себя*, вертолет опускает нос (появляется пикирующий момент тангажа M_z относительно оси Z) и увеличивает горизонтальную скорость полета V_x при повышении мощности двигателя.

При движении ручки назад, т.е. на себя, появляется кабрирующий момент M_z и происходит соответствующее движение вертолета назад (вперед хвостом).

Движение ручки влево вызывает левый крен вертолета (относительно оси X) и при увеличении мощности двигателя — полет боком влево вдоль оси Z . Движение ручки вправо вызывает правый крен и полет боком вправо.

Движением левой ноги вперед вертолет поворачивается налево, правой ноги — направо.

3.1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ ВЕРТОЛЕТА

Выбор той или иной системы управления или их сочетания зависит от специфических особенностей вертолетов.

Основной задачей конструктора является создание такой СУ, которая наиболее точно осуществляет кинематическую связь между командными рычагами и органами управления. Эта задача значительно усложняется при увеличении полетной массы вертолета из-за роста нагрузок на органы управления, а также вследствие увеличения расстояния между командными рычагами и органами управления.

Летчик в общем случае решает две по существу различные задачи: одна из них — стабилизация положения вертолета в пространстве; вторая — управление траекторией полета вертолета. На-

иболее эффективным средством улучшения устойчивости вертолета с шарнирным НВ является система автоматической стабилизации, называемая автопилотом.

Включение автопилота в СУ вертолета производится по т.н. дифференциальной схеме (рис. 3.1.2). В этой схеме применяются рулевые приводы, работающие одновременно как от сигналов автопилота, так и от воздействия летчика. При дифференциальном включении рулевых машин рычаг управления, например, ручка, может быть неподвижным (или перемещаться летчиком), в то время как соответствующий орган управления независимо от ручки отклоняется под воздействием сигналов автопилота, но его максимально возможное отклонение обычно ограничено диапазоном шириной около 20% полного хода.

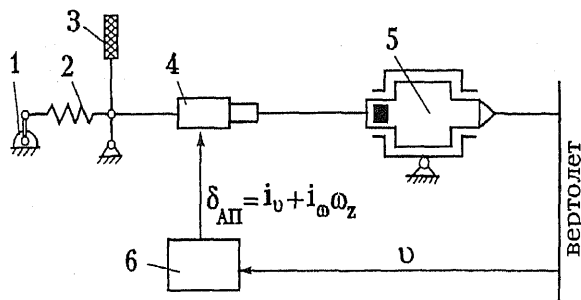


Рис. 3.1.2. Включение автопилота в систему управления по дифференциальной схеме:

- 1 — муфта автотриммера; 2 — загрузочная пружина;
3 — ручка управления; 4 — раздвижная тяга; 5 — силовой цилиндр;
6 — автопилот

В то же время для быстрого изменения режима полета или при отказе автопилота летчик всегда может вмешиваться в управление, непосредственно отклоняя ручку управления. Дифференциальное включение автопилота обеспечивает устойчивость вертолета на всех режимах в течение всего времени полета.

Вертолеты, управление которыми невозможно или затруднительно без применения гидроусилителей (ГУ) или бустеров, должны иметь, кроме основной гидравлической системы, дублирующую. На вертолетах, управление которыми возможно без усилительных механизмов, допускается установка только основной усилительной системы.

ГУ состоит из исполнительного механизма (силового привода), следящего элемента (золотника) и связи между ними (рис. 3.1.3). При нейтральном положении золотника гидросмесь не поступает в силовой цилиндр и система остается неподвижной. Если сдвинуть золотник, то одна из полостей цилиндра соединяется с питающей магистралью гидросистемы, а другая — со сливной. Под действием разности давлений в полостях шток силового цилиндра начнет перемещаться, поворачивая лопасть относительно осевого шарнира. Одновременно со штоком в ту же сторону будет перемещаться и корпус золотника (через механическую обратную связь), стремясь снова перекрыть питающую и сливную магистрали. Если летчик или автопилот перестанут смещать золотник — он остановится. Таким образом, каждому положению тяги управления золотником, а следовательно, и ручки управления, связанной с ним, соответствует свое положение исполнительного штока.

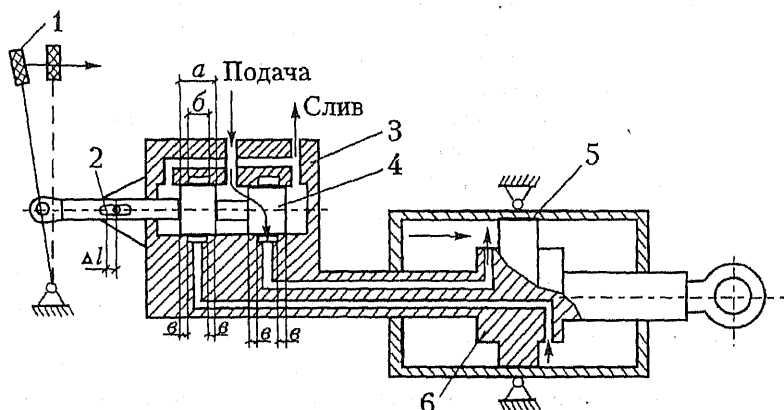


Рис. 3.1.3. Принципиальная схема работы гидроусилителя:
 1 — ручка управления; 2 — ограничитель хода золотника;
 3 — головка ГУ; 4 — золотник; 5 — силовой цилиндр;
 6 — поршень силового штока

На вертолетах во всех каналах применяют необратимую бустерную систему управления. Усилия, возникающие в проводке управления от шарнирных моментов на органах управления, не передаются на рычаги управления вертолетом, т.к. целиком воспринимаются ГУ. Для имитации усилий от органов управления в систему включаются грузочные механизмы. В этом случае пилот преодолевает усилие не от шарнирных моментов лопастей, а от сжатия или

растяжения пружины загрузочного механизма (рис. 3.1.4). К загрузочному устройству присоединяется т.н. механизм триммерного эффекта. При включении этого механизма снимается (по желанию пилота при длительном полете) усилие с ручки (педали).

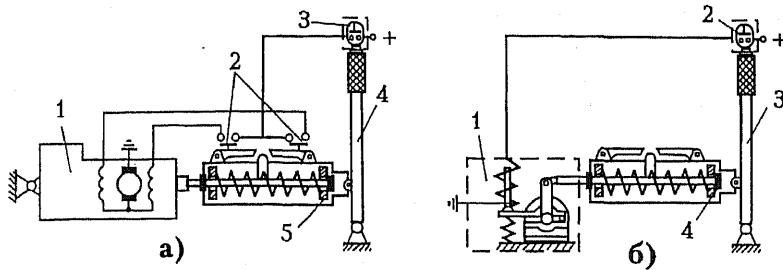


Рис. 3.1.4. Схемы «автотриммирования»:

а — схема «автотриммирования» с применением электромеханизма:

1 — электромеханизм с самотормозящей червячной парой;

2 — концевые выключатели; 3 — триммерная кнопка;

4 — ручка управления; 5 — пружинный механизм;

б — схема «автотриммирования» с применением электромагнитной муфты:

1 — электромагнитная муфта; 2 — триммерная кнопка;

3 — ручка управления; 4 — пружинный механизм

Люфты в управлении неблагоприятно влияют на управляемость вертолета. Если имеется люфт на участке между ручкой и золотником ГУ, то после страгивания ручки золотник переместится лишь после выбора люфта. При наличии люфта между ручкой и загрузочным механизмом летчик ощутит усилие от последнего уже после начала поворота лопастей и реагирования вертолета. Это нарушение чувства управления может вызвать раскачку вертолета.

Появление чрезмерного суммарного люфта в проводке управления может привести к самопроизвольному перемещению управляющих золотников и включению ГУ.

В СУ вертолета должна быть обеспечена независимость действия продольного, поперечного, путевого управления и общего шага НВ.

Рекомендуется не превышать следующих значений отклонения рычагов управления:

± 170 мм — для продольного отклонения ручки;

± 125 мм — для поперечного отклонения ручки;

± 100 мм — для отклонения педалей.

В системах прямого управления летчику приходится преодолевать не только шарнирный момент от лопастей НВ и РВ, но и трение во всех шарнирных узлах системы. При необратимом бустерном управлении летчик преодолевает усилия трения в узлах управления, установленных до золотника, и усилие трения в золотнике. Рекомендуется, чтобы усилия на органах управления, потребные для преодоления сил трения в системе управления, не превышали величин, указанных в табл. 3.1

Таблица 3.1.1

Канал управления	Усилия трения, Н	
	$m_{\text{мах взл}} < 5 \text{ т}$	$5 \text{ т} < m_{\text{мах взл}} \leq 15 \text{ т}$
Продольный	5...7	10...15
Поперечный	3...5	7...10
Путевой	15...20	30...40

Для вертолетов максимальной взлетной массой более 15 т допускаются несколько большие значения сил трения (до 25—30%) при максимальных усилиях на ручке управления и педалях в случаях полного их отклонения от среднего положения при нейтральном положении триммера.

Для облегчения пилотирования должно обеспечиваться самоцентрирование рычагов продольного и поперечного управления. Величина предварительной затяжки пружины загрузочного механизма должна превышать усилие трения примерно на 20%.

Усилия на рычаг продольного управления при выполнении установившихся и переходных режимов в случаях отказа двигателя, основной гидросистемы, автопилота и триммера не должны превышать более чем на 30% рекомендуемые значения максимальных усилий (табл. 3.2).

Таблица 3.1.2

Величина усилия, Н	Максимальная взлетная масса, т				
	5	15	30	50	100
$P_{\text{в}}$	60	70	85	95	110

Максимальные усилия в поперечном и путевом каналах определяются соотношениями

$$P_x = (0,5 - 0,7) P_v ;$$

$$P_n = (2,0 - 2,5) P_n .$$

Деформация фюзеляжа и других частей вертолета, по которым идет проводка управления, не должна вызывать дополнительных усилий на ручке и педалях.

Из-за упругости фюзеляжа появляется возможность возникновения недопустимых автоколебаний в системе *механическая проводка — золотник — гидроусилитель — упругий фюзеляж*. Возможное изменение установочных углов лопастей при деформации конструкции должно давать демпфирующие аэродинамические силы на НВ.

Ручка управления, педали и рычаг общего шага должны иметь ограничители своих отклонений. Ограничители ставятся непосредственно на органах управления, если в СУ нет ГУ, или на ГУ.

Минимальная жесткость проводки управления должна определяться из условия обеспечения безопасности от флаттера лопасти НВ и РВ и подвижного оперения, а также из условия отсутствия опасных в отношении прочности вибраций в самой проводке управления.

Углы отклонения командных рычагов управления должны иметь запас, т.е. быть больше, чем требуется по расчету или экспериментальным данным.

Все рычаги и тяги управления в кабине должны быть расположены таким образом и иметь такую форму, чтобы не стеснять движения летчика при работе, не мешать ему входить в кабину и покидать ее. Педали ножного управления в кабине должны допускать регулировку под рост летчика, кроме того необходимо обеспечить удобство осмотра, монтажа и демонтажа деталей и агрегатов управления.

Каждая деталь СУ должна быть спроектирована таким образом, чтобы предотвратить заклинивание, истирание и задевание вследствие воздействий груза, пассажиров, незакрепленных предметов или замерзания влаги.

3.2. ТЕНДЕНЦИЯ РАЗВИТИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

На вертолетах применяется гидромеханическая СУ. Преимущественное применение гидроприводов объясняется тем, что в современной технике нет более совершенных силовых приводов по развиваемому усилию и мощности на единицу массы. Однако наличие

механической проводки в СУ создает целый ряд проблем, связанных с обеспечением эффективности управления тяжелых вертолетов:

с увеличением размеров вертолета усложняется и удлиняется механическая проводка, увеличиваются трение в шарнирах ее элементов, упругость, люфты и, соответственно уменьшается точность управления. Возрастание упругости проводки и люфтов отрицательно сказывается на устойчивости и других параметрах гидроприводов;

изгибные деформации конструкции могут приводить к появлению ложных управляющих воздействий на гидропривод;

механическая проводка увеличивает габариты и массу системы управления и время обслуживания.

Современная техника располагает другими, более простыми, чем механический, способами построения СУ вертолетом — электрическими дистанционными проводными системами.

К преимуществам электродистанционных СУ относится следующее:

точность передачи управляющих сигналов на следящий элемент ГУ не зависит от размеров вертолета;

при правильной установке датчиков, сигналы которых управляют работой электродистанционной системы, изгибные колебания вертолета, как упругой конструкции, не оказывают влияния на работу гидропривода и движение лопастей;

резервирование электрической части электродистанционной системы тяжелых вертолетов, построенной на современных элементах электроники и электромеханики, не приведет к заметному увеличению габаритов и массы СУ при существенном повышении ее надежности.

В том случае, если электродистанционная СУ не обеспечивает требования надежности, предусматривают ее резервирование механической проводкой управления или другой не электрической системой. Электрическое питание электродистанционной СУ должно иметь резервирование, исключающее полное обесточивание, если она не дублирована механической проводкой. Электродистанционные СУ, использующие слаботочные сигналы (если они не резервированы механической проводкой), должны сохранить работоспособность в условиях различного рода внешнего воздействия (например, электромагнитных полей, статических разрядов, ударов молний, вибраций и т.д.).

3.3. КОНСТРУКТИВНО-КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ВЕРТОЛЕТА

Типовая схема управления одновинтового вертолета показана на рис. 3.3.1.

В кабине пилота устанавливаются командные рычаги: ручки циклического и общего шага, а также педали. Для управления двигателями, тормозом НВ, остановом двигателей и пожарными кранами в кабине размещаются ручки вспомогательного управления.

В каждом канале управления вертолетом установлен ГУ, загрузочный и триммерный механизм. Управление НВ осуществляется при помощи кинематического механизма АП.

ГУ управления НВ устанавливаются, как правило, на картере главного редуктора. Таким образом обеспечивается большая жесткость узлов крепления ГУ, которая необходима для исключения явления автоколебаний в СУ. ГУ в цепи управления РВ также размещается в редукторном отсеке. Проводка от ГУ до РВ обычно выполняется тросовой и с большими ходами. Тросовая проводка, как правило, дублирована, что повышает надежность управления и жесткость проводки.

С увеличением размеров вертолета целесообразно уменьшать протяженность силовой проводки управления РВ, располагая ГУ с автономной гидросистемой на промежуточном редукторе.

На рис. 3.3.2 приведена кинематическая схема управления НВ также одновинтового вертолета. Характерной особенностью этой схемы является способ установки ГУ 5 основной гидросистемы, а также наличие второй группы вспомогательных ГУ 4, 7, 6, скомпонированных совместно с электрическими рулевыми машинами автопилота. Три ГУ управления НВ работают совместно при управлении общим шагом: два — совместно в поперечном управлении, в продольном управлении — один.

ГУ в этой системе имеют увеличенный рабочий ход силовых штоков, а в проводку управления введено кинематическое устройство, обеспечивающее раздельное управление циклическим и общим шагом НВ.

Подобная кинематическая схема отличается тем, что изменение общего шага не вызывает нежелательного наклона АП, как в первой схеме. В этой схеме имеется возможность ввести нужные зависимости отклонения АП от общего шага, помогающие изменить в желаемую сторону балансировочные кривые вертолета. В част-

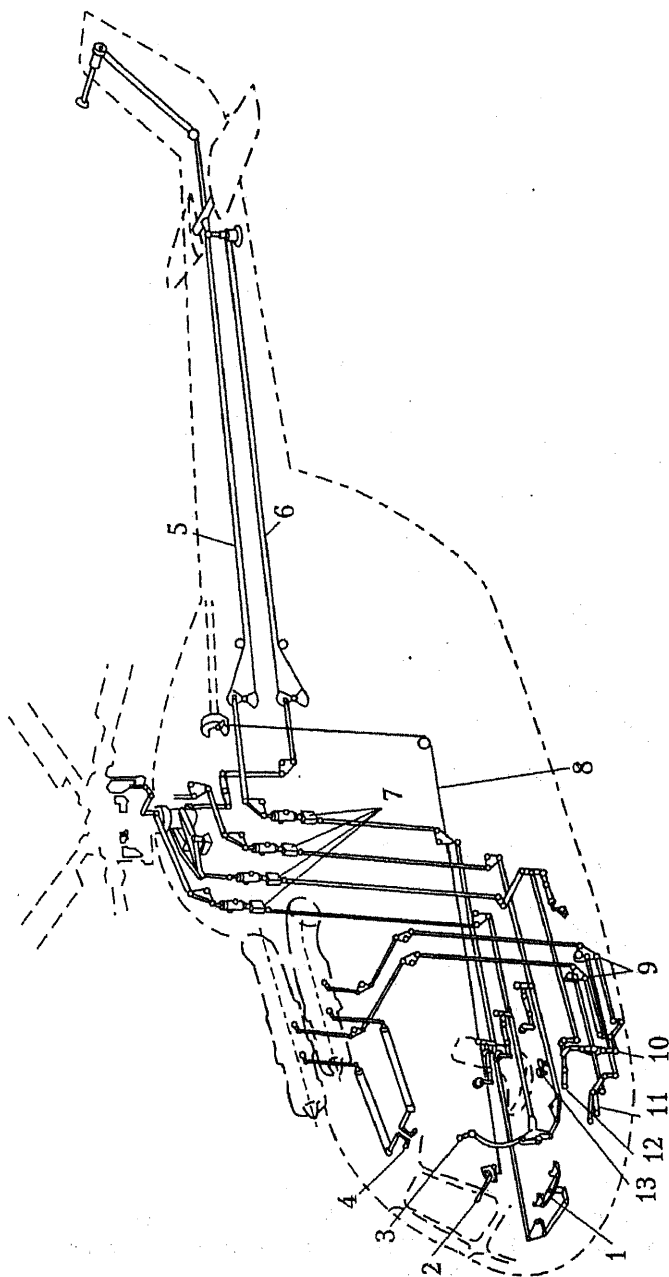


Рис.3.3.1. Типовая схема системы управления одновинтового вертолета:

- 1 — педали; 2, 3 — ручки управления циклическим шагом и тормозом НВ; 4 — рукоятки управления
остановом двигателей; 5, 6 — тросовая проводка управления РВ и стабилизатором соответственно;
7 — ГУ системы управления НВ и РВ; 8 — тросовая проводка тормоза НВ; 9 — дифференциальный
механизм; 10 — раздвижная тяга; 11 — ручки раздельного управления двигателями; 12 — рычаг
управления общим шагом; 13 — рукоятки управления пожарными кранами

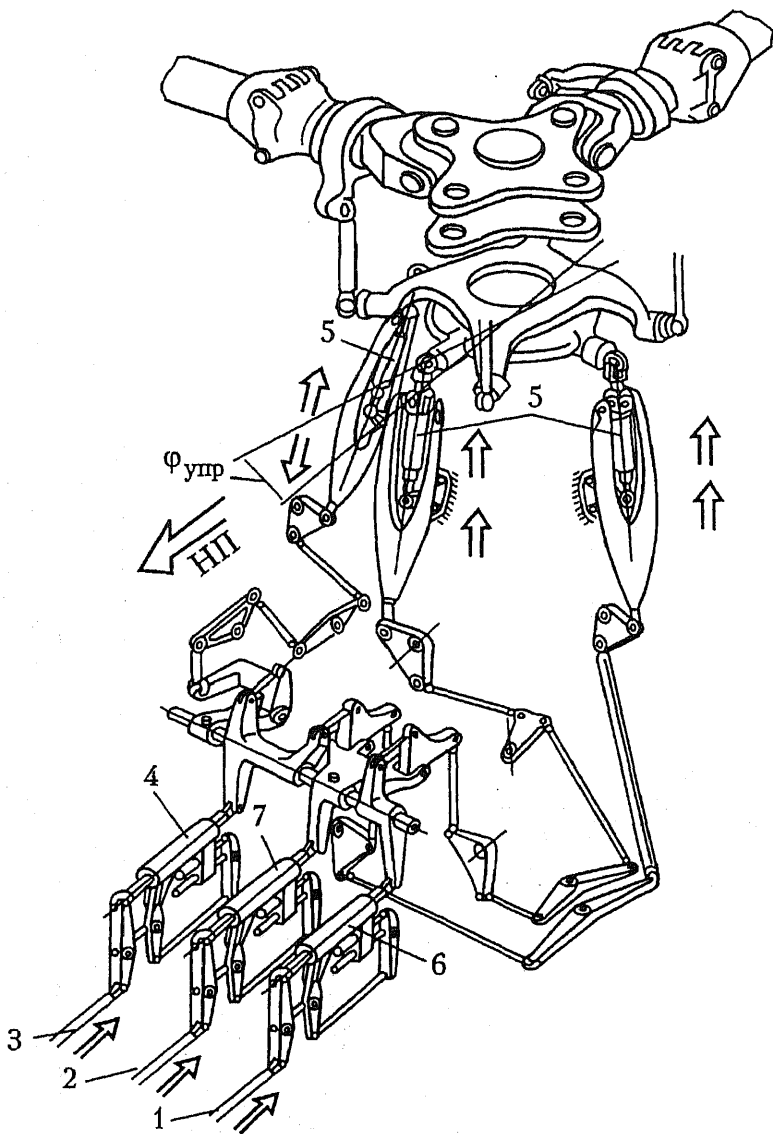
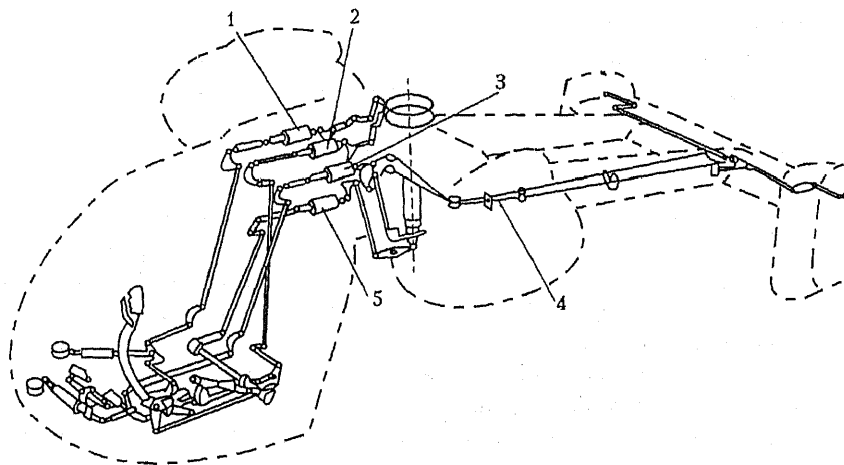


Рис. 3.3.2. Система управления вертолета S-58:
 1, 2, 3 — тяги от рычага общего шага, продольного и поперечного управления соответственно; 4, 7, 6 — ГУ вспомогательной гидросистемы соответственно; 5 — ГУ основной гидросистемы

ности, с увеличением общего шага одновременно отклоняется АП от себя и влево. В результате балансировочная зависимость продольного положения ручки управления по скорости полета приближается к линейной, а в поперечном направлении балансировочная кривая практически не имеет наклона. Это существенно улучшает работу автопилота на вертолете.

На рис. 3.3.3 показана кинематическая схема управления соосного вертолета. Несущая система представляет собой два соосно расположенных НВ, имеющих различное направление вращения. Она предназначена для создания необходимой подъемной силы, горизонтальной тяги для поступательного движения, а также для управления вертолетом по тангажу, крену (с помощью соответствующего наклона НВ) и по курсу (с помощью дифференциального изменения общего шага верхнего и нижнего НВ). Все системы управления вертолета независимы.



*Рис. 3.3.3. Система управления соосного вертолета Ка-26:
1, 2, 3, 5 — ГУ поперечного и продольного управления, управления общим и дифференциальным шагом соответственно;
4 — тросовая проводка управления рулями вертикального оперения*

Системы продольного и поперечного управлений связывают ручку циклического шага с автоматами перекаса.

Система путевого управления связывает кинематической цепью педали путевого управления с лопастями НВ и рулями направления

хвостового оперения. Для получения высоких характеристик путевой устойчивости вертолета на режимах полета с поступательной скоростью кили вертикального оперения установлены под углом к продольной оси вертолета хвостиками наружу.

Расстояние между НВ выбирается из условия обеспечения необходимого запаса на их сближение, при котором исключается соударение (схлестывание) лопастей верхнего и нижнего винтов на всех режимах полета.

Сближение лопастей на соосном вертолете происходит по следующим причинам. Разное направление вращения верхнего и нижнего НВ приводит к различным завалам тюльпана винта, а следовательно, и к уменьшению расстояния между концами лопастей на определенном азимуте ψ . При дифференциальном изменении общего шага винтов с помощью педалей управления происходит уменьшение шага лопастей одного винта (и соответственно увеличение шага лопастей другого винта), приводящее к тому, что концы лопастей сближаются.

Другими причинами, влияющими на сближение лопастей, являются изменение махового движения при управлении циклическим шагом, а также упругие деформации лопастей НВ. При управлении НВ величина сближения зависит от скорости перекладки органов управления.

Управление НВ вертолета соосной схемы имеет свои кинематические и конструктивные особенности. На колонке НВ (рис. 3.3.4, а) устанавливаются нижний 11 и верхний 4 АП. Нижний АП располагается на валу 2 над верхней частью корпуса редуктора 1 непосредственно под нижним винтом, верхний АП устанавливается на валу 7. Оба АП соединяются между собой тремя шарнирными тягами, обеспечивающими плоскости их вращения параллельно друг другу, чтобы не создавать дополнительного махового движения лопастей.

Параллельность плоскостей вращения АП приводит к тому, что при любом наклоне нижнего АП через шарнирные тяги параллельно ему наклоняется и верхний АП. Поскольку верхний и нижний НВ вращаются навстречу друг другу, то параллельное движение АП при продольном управлении вертолетом осуществляет их наклон строго относительно оси, перпендикулярной продольной плоскости вертолета, а при поперечном — поперечной плоскости вертолета.

Ползушки колонки НВ 2,5 (рис. 3.3.4, б) предназначены для управления общим и циклическим шагом его лопастей. Работа пол-

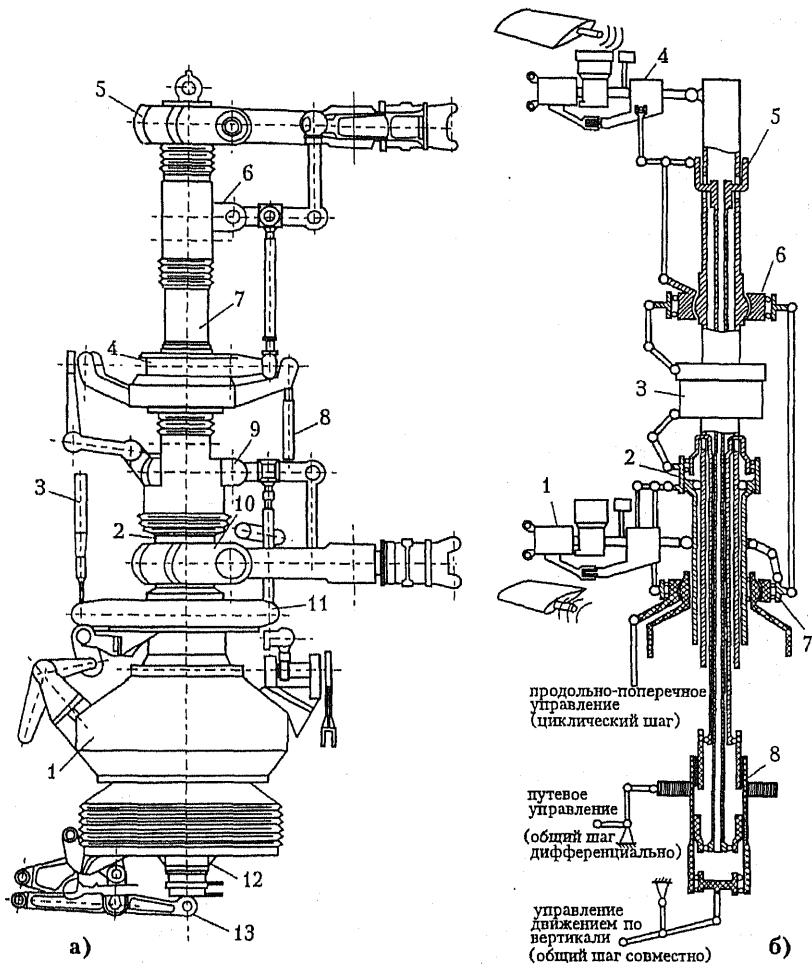


Рис. 3.3.4. ККС колонки несущих винтов соосных вертолетов:
 а — колонка НВ:

- 1 — редуктор; 2, 7 — вал нижнего и верхнего НВ; 3, 8 — тяга АП;
 4, 11 — АП верхнего и нижнего НВ; 5, 10 — втулка верхнего и нижнего
 НВ соответственно; 6, 9 — ползушка верхнего и нижнего АП;
 12 — механизм общего шага; 13 — механизм дифференциального шага;
 б — кинематическая схема колонки несущей системы вертолета Ка-25К:
 1, 4 — втулки нижнего и верхнего НВ; 2, 5 — нижняя и верхняя ползушки;
 6, 7 — верхний и нижний АП; 3 — верхний токостъемник;
 8 — механизм общего и дифференциального шага

зушки при изменении этих шагов показана на рис. 3.3.5. Буквами А, Б, В, Г и Д обозначены шарниры в проводке управления от АП 1 и ползушка 2 к втулке 3 и лопасти 4 НВ. При изменении общего шага ползушка перемещается вдоль оси его вала и качалка 5 ползушки поворачивается вокруг среднего шарнира Б, меняя таким образом установочный угол лопасти 4. Изменение установочного угла лопасти происходит одновременно на всех лопастях. При циклическом изменении шага лопастей ползушка остается неподвижной, а наклон АП вызывает поворот качалки относительно неподвижного шарнира Д. Поворот качалки вызывает циклическое изменение шага лопастей при вращении в зависимости от наклона АП.

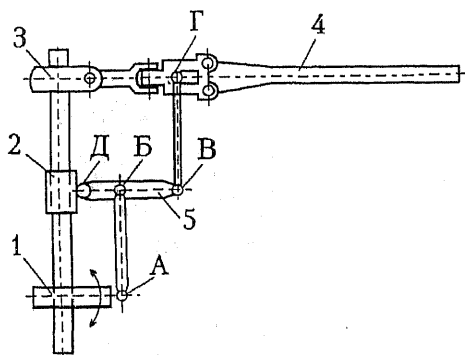


Рис. 3.3.5.
Кинематическая
схема управления
«АП — ползушка — рычаг
поворота лопасти»
соосного вертолета:
1 — автомат перекося;
2 — ползушка;
3 — втулка НВ;
4 — лопасть; А, Б, В, Г, Д —
шарниры;
5 — качалка

Характерным для управления вертолетом соосной схемы является механизм общего и дифференциального шага (МОДШ). МОДШ предназначен для одновременного изменения шага лопастей верхнего и нижнего НВ (рис. 3.3.4, б, поз. 8). Изменение шага лопастей обоих винтов в одну сторону (увеличение или уменьшение) называется *изменением общего шага*, а изменение шага лопастей верхнего и нижнего винтов в разные стороны (увеличение на одном и уменьшение на другом) — *дифференциальным изменением*.

Дифференциальное изменение шага винтов производится воздействием педалей на резьбовой стакан с левой и правой трапецидальной резьбой, расположенных в верхней и нижней его части. При повороте резьбового стакана вправо или влево внутри него происходит сближение или удаление верхнего и нижнего резьбового стаканов. Внутренние резьбовые стаканы имеют шлицевые венцы, которые фиксируют их от проворачивания. При вертикальном перемещении резьбового механизма меняется общий шаг лопастей винтов.

При повороте резьбового стакана вокруг своей оси внутренние резьбовые стаканы, перемещаясь в разные стороны из-за различного направления трапецеидальной резьбы, меняют дифференциальный шаг лопастей НВ.

3.4. КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СВЯЗЬ КОМАНДНЫХ РЫЧАГОВ С АВТОМАТОМ ПЕРЕКОСА

Оценка летных качеств вертолета непосредственно связана с величиной и характером изменения отклонений рычагов управления, необходимых для обеспечения равновесия вертолета на установившихся режимах полета. Небольшое отклонение рычагов и усилия, необходимые для этого, а также плавное изменение отклонения рычагов по скорости полета, углу скольжения и при изменении общего шага НВ в значительной мере предопределяют положительную оценку пилотажных качеств вертолета.

Равновесие сил, действующих на вертолет в продольной плоскости, рассматривается в аэродинамическом расчете. Равновесие моментов, действующих относительно центра масс вертолета, совместно с равновесием боковых сил относится к области задач балансировки вертолета.

По результатам аэродинамического расчета и расчета балансировки вертолета, в частности, определяются отклонения органов управления вертолета, потребных для стационарных условий полета (рис. 3.4.1) (углы отклонения кольца АП в продольном χ и поперечном η направлении, а также общий шаг лопастей НВ и РВ φ).

При расчете балансировки, наряду с определением положения АП и шага РВ, находятся положения ручки управления и педалей l_x , l_z , l_H на всех режимах полета.

Положение ручки управления определяется не только отклонением АП на углы $\chi_{\text{комл}}$ и $\eta_{\text{комл}}$. Оно зависит также от деформации элементов системы управления, а для вертолетов с автопилотом, включенным по дифференциальной схеме, — от передаточных чисел автопилота i_a и компенсационного датчика i_k (здесь $\chi_{\text{комл}}$ и $\eta_{\text{комл}}$ — углы отклонения АП, соответствующие амплитудам циклического изменения шага в комлевом сечении лопастей).

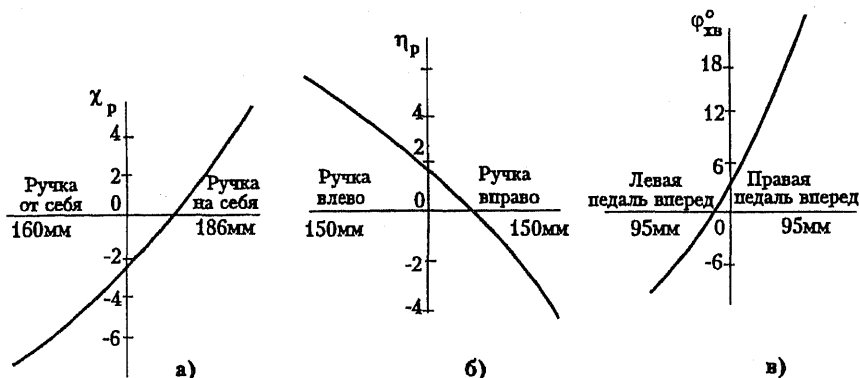


Рис. 3.4.1. Зависимость отклонения АП и угла установки лопастей РВ от перемещения ручки и педалей управления для вертолета Ми-6:
 а — продольное управление;
 б — поперечное управление;
 в — путевое управление

В таких системах управления отклонения АП зависит как от положений ручки l_x , так и от положения исполнительного механизма автопилота l_{xa} . Например, для продольного управления

$$\chi_{\text{компл}} = i_x l_x + i_{xa} l_{xa},$$

где i_x — передаточное число СУ; i_{xa} — передаточное число СУ через автопилот.

Обычно исполнительный механизм автопилота на режиме висения летчиком устанавливается в нейтральное положение (центрирование штоков рулевых приводов автопилотов).

В СУ вертолета, где поперечное отклонение АП зависит от отклонения ручки циклического шага и ручки «шаг-газ», отклонение ручки поперечного управления определяется по формуле

$$l_z = \eta_{\text{компл}} - \frac{i_{x\text{опп}} l_{\text{опп}}}{i_z}.$$

Здесь l_z , $l_{\text{опп}}$ — отклонение ручек поперечного управления и управления общим шагом; i_z , $i_{x\text{опп}}$ — передаточные отношения соответствующих каналов управления.

Положение ручки циклического управления с учетом упругой деформации рычага поворота лопасти, наружного кольца АП и других элементов определяется по формуле

$$\chi_p = \chi_{\text{комл}} - \frac{M_{z0}}{C_{\text{упр}}}; \quad \eta_p = \eta_{\text{комл}} - \frac{M_{x0}}{C_{\text{упр}}},$$

где M_{z0} , M_{x0} — моменты относительно осей поворота АП, создаваемые первыми гармониками шарнирного момента лопасти за один оборот; $C_{\text{упр}}$ — жесткость проводки управления,

$$C_{\text{упр}} = \frac{c_{\text{л}} z_{\text{л}}}{2 \left(R_{\text{АП}} / l_{\text{л}} \right)^2},$$

где $z_{\text{л}}$ — число лопастей; $c_{\text{л}}$ — жесткость СУ при нагружении лопасти моментами, изменяющимися по первой гармонике, приведенная к осевому шарниру; $R_{\text{АП}}$ — радиус наружного кольца АП; $l_{\text{л}}$ — плечо рычага поводка лопасти относительно осевого шарнира.

Из-за упругости проводки управления также имеется различие в положении педалей $l_{\text{н}}$ и штока управления шагом РВ. Жесткость элементов СУ определяется при летных испытаниях вертолета.

3.5. РЕГУЛЯТОР ВЗМАХА

Компенсатором (регулятором) взмаха называется кинематическая связь (рис. 3.5.1), обеспечивающая автоматическое уменьшение угла установки лопасти при взмахе вверх и увеличение его при опускании лопасти. Компенсатор взмаха характеризуется коэффициентом пропорциональности $k = \text{tg } \sigma_1$ в выражении $\Delta \varphi = -k \Delta \beta$. Он определяет изменение угла установки лопасти на величину $\Delta \varphi$ при изменении угла взмаха $\Delta \beta$. Угол σ_1 определяется линией, соединяющей шарнир поводка лопасти с серединой ГШ.

Если рассматривать НВ при условии отсутствия управления циклическим шагом (нейтральное положение АП), то коэффициенты махового движения будут зависеть от угла регулятора взмаха. При управлении вертолетом для его балансировки необходимо создавать определенные значения коэффициентов махового движения.

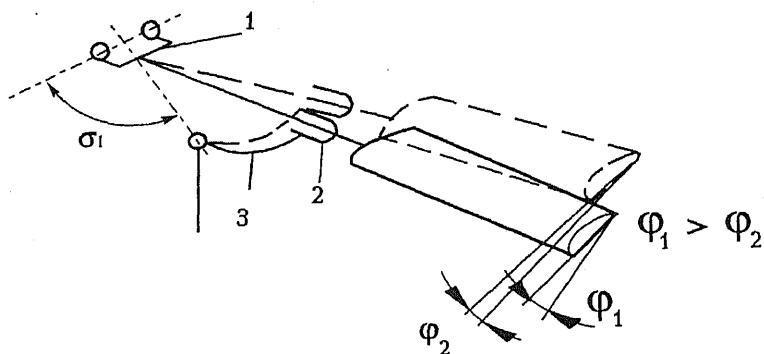


Рис. 3.5.1. Схема изменения угла φ установки лопасти при ее взмахе под действием регулятора взмаха:

1 — ГШ; 2 — ОШ; 3 — поводок управления шагом лопасти

Для несущей системы с соосными винтами наибольшее влияние на сближение лопастей оказывает завал «тюльпана» винта в сторону наступающей лопасти. Необходимо так выбирать угол регулятора взмаха, чтобы получить минимальное значение коэффициентов махового движения при нейтральном положении АП.

3.6. КОНСТРУКТИВНО-КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ АВТОМАТОВ ПЕРЕКОСА

АП представляет собой кинематический механизм, состоящий из невращающегося и вращающегося колец, соединенных между собой подшипником (рис. 3.6.1). Вращающееся кольцо присоединяется к рычагам лопасти при помощи тяги и крепится к валу НВ на универсальном шарнире (кардане) или шаровой опоре. Если, например, при помощи тяг 1 (рис. 3.6.2), идущих от ручки управления, оба кольца (невращающееся и вращающееся) наклонить в плоскости xu , т.е. повернуть их вокруг оси z , то одновременно наклоним плоскость вращения точек, в которых тяги 4 присоединены к АП. Этот наклон приводит к циклическому изменению угла установки лопастей, т.к. тяга за один оборот НВ будет, в зависимости от азимутального положения, поднимать или опускать конец рычага лопасти и, таким образом, поворачивать лопасть от-

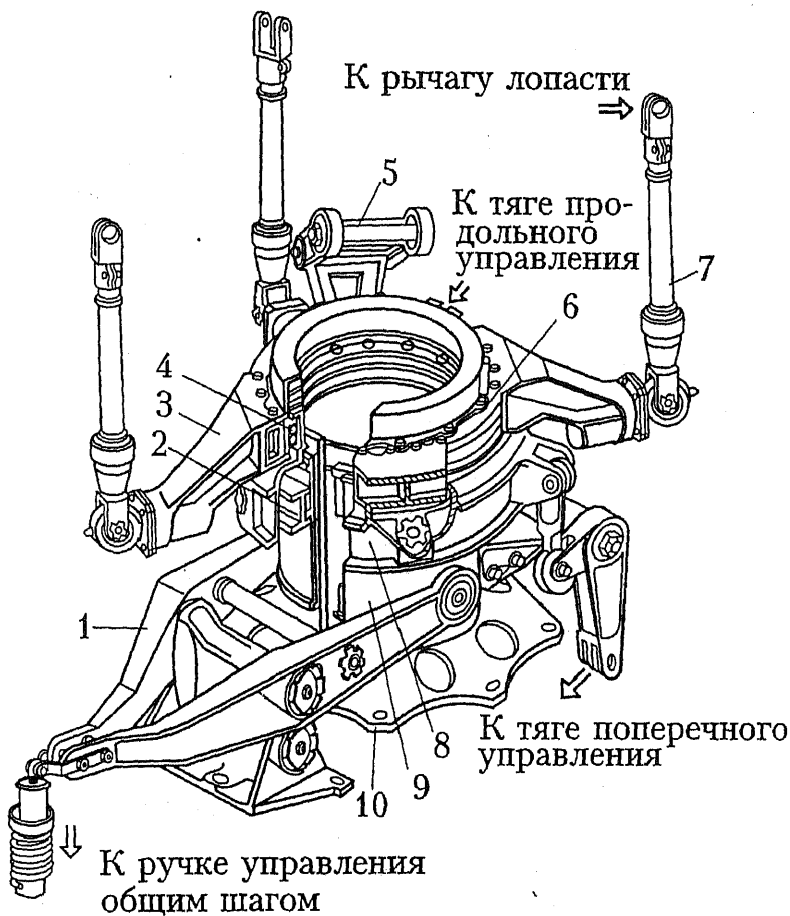


Рис. 3.6.1. ККС АП кольцевого типа на кардане:
 1 — рычаг управления общим шагом; 2 — кольцо кардана;
 3 — кронштейн; 4 — подшипник; 5 — шлиц-шарнир;
 6 — внешнее вращающееся кольцо; 7 — тяга управления шагом лопасти;
 8 — невращающееся кольцо; 9 — ползушка; 10 — опора

носителю ее продольной оси (осевого шарнира). Угол установки лопасти в этом случае при малом наклоне АП с достаточной степенью точности можно выразить так:

$$\varphi = \varphi_0 + \varphi_1 \cos \psi + \varphi_2 \sin \psi .$$

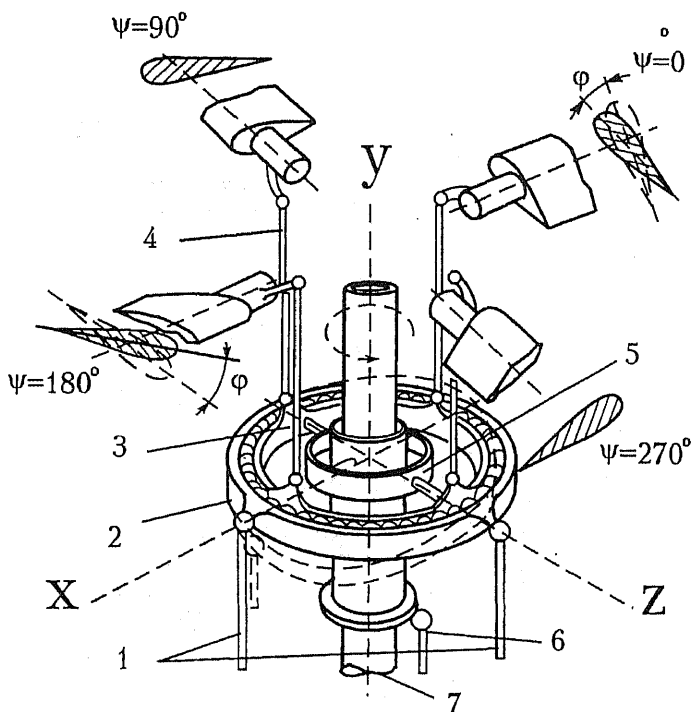


Рис. 3.6.2. Схема АП на кардане:

- 1 — тяга; 2 — неврещающее кольцо АП;
 3 — вращающееся кольцо АП;
 4 — тяга продольного и поперечного управления;
 5 — кольцо кардана АП; 6 — тяга управления общим шагом;
 7 — вал НВ; φ — угол установки сечения лопасти;
 ψ — азимутальный угол лопасти

Здесь φ_0 — угол установки сечения лопасти, соответствующий общему шагу; φ_1, φ_2 — амплитуды циклического изменения угла установки сечения лопасти, пропорциональные наклону АП; ψ — азимутальный угол лопасти.

Циклическое изменение угла установки лопастей вызовет циклическое маховое движение лопастей относительно ГШ. Благодаря этому ометаемый диск и сила тяги НВ отклонятся в нужном направлении от своего первоначального положения.

При наличии компенсатора взмаха угол установки лопасти

$$\varphi = \varphi_0 + \varphi_1 \cos \psi + \varphi_2 \sin \psi - k \beta,$$

где k — коэффициент компенсатора взмаха; $\beta = a_0 + a_1 \cos \psi + b_1 \sin \psi$ — угол взмаха лопасти; a_0 — угол конусности; a_1, b_1 — углы наклона продольного и бокового ометаемого диска.

АП на шаровой опоре (рис. 3.6.3), как и АП на кардане, может наклоняться относительно любой оси, лежащей в плоскости, перпендикулярной к валу.

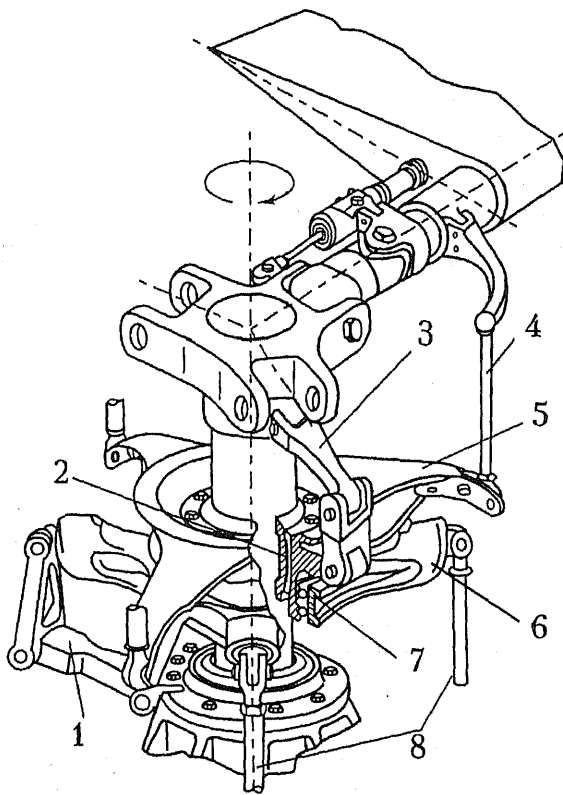


Рис. 3.6.3. Схема АП на шаровой опоре:

- 1 — шлиц-шарнир неврещающегося кольца; 2 — шаровая опора АП;
 3 — шлиц-шарнир вращающегося кольца; 4 — тяга;
 5 — вращающееся кольцо; 6 — неврещающееся кольцо;
 7 — подшипники; 8 — тяга продольного и поперечного управления

Использование в кинематической схеме шарового шарнира существенно уменьшает массу и габариты элементов АП.

АП типа «паук» (рис. 3.6.4) имеет шаровой шарнир 4, расположенный внутри стакана 6. Там же имеется рычаг 8, отклоняю-

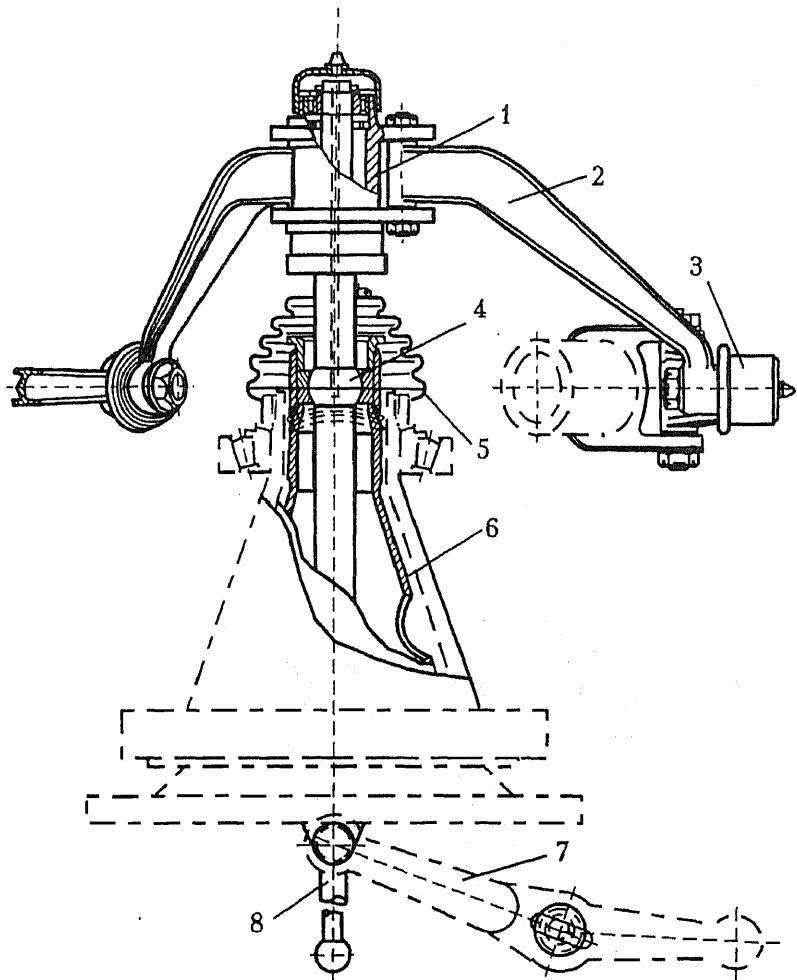


Рис. 3.6.4. ККС АП типа «паук»:

- 1 — втулка; 2 — кронштейн; 3 — шаровой шарнир;
4 — шаровой шарнир АП; 5 — чехол; 6 — стакан;
7 — вилка для управления общим шагом; 8 — рычаг АП

щийся относительно шарового шарнира в любом направлении. На верхнем конце этого рычага на подшипниках вращается втулка 1 с прикрепленными к ней изогнутыми стержнями 2. Концы этих стержней лежат в одной плоскости с центром шарового шарнира и соединяются с рычагами лопастей. Рычаги крепятся к лопастям шарнирно 3, благодаря чему имеют некоторую свободу в плоскости вращения НВ. Один из изогнутых стержней крепится во втулке жестко и служит поводком для втулки, а остальные присоединяются к ней шарнирно.

Движением вперед, назад или в стороны конца рычага 8 создается соответствующее циклическое изменение шага НВ и осуществляется продольное и поперечное управление. В проводке должно быть предусмотрено независимое друг от друга действие продольного и поперечного правления, т.к. конечным звеном проводки циклического управления является один и тот же рычаг 8. Перемещение стакана 6 вверх и вниз изменяет общий шаг НВ.

АП типа «паук» не получил широкого применения в практике вертолетостроения, несмотря на существенное упрощение КСС механизма управления НВ. Причинами этого являются существенное уменьшение жесткости элементов механизма за счет увеличения их длины, а также ограничения, связанные с размерами вала НВ и возможностью прокладки элементов управления АП внутри главного редуктора.

На легких вертолетах *Белл* и *Хиллер* длительное время широко применялись гироскопические стабилизирующие устройства. На рис. 3.6.5 показана ККС управления НВ типа Белл. Стабилизирующий стержень 4, установленный над лопастями, представляет собой рамку 5, к обоим концам которой крепятся на штангах два груза. Внутри рамки находятся дифференциальные качалки 7, каждая из которых одним концом (расположенным ближе к валу) крепится к рамке, а вторым — к тяге 11 от вращающегося кольца АП. Средняя точка качалки соединена тягой 9 с поводком лопасти 10, причем точка присоединения тяги к поводку не лежит на оси общего ГШ лопастей. Вследствие этого при взмахе лопасти вверх уменьшается угол ее установки, а при ее опускании — увеличивается (эффект компенсатора взмаха). Рамка стабилизирующего стержня (гироскоп), кроме того, соединена тягами 12 с поводками двух гидравлических демпферов 13, корпуса которых закреплены на валу.

Таким образом, циклический шаг лопасти (помимо величины, зависящей от взмаха лопасти) определяется суммой двух величин:

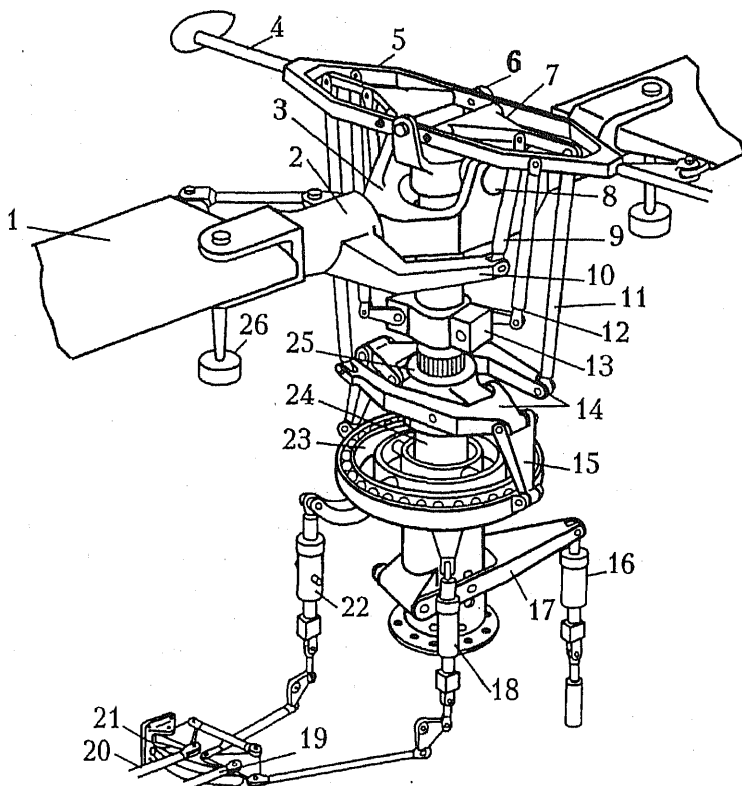


Рис. 3.6.5. ККС управления НВ вертолета Белл УН-1D:

- 1 — лопасть; 2 — осевой шарнир; 3 — втулка; 4 — стержень;
 5 — рамка; 6 — шарнир гироскопа; 7 — дифференциальная качалка;
 8 — общий ГШ втулки; 9, 11, 12 — тяги; 10 — рычаг лопасти;
 13 — демпфер; 14, 15 — шлиц-шарнирные рычаги;
 16, 18, 22 — гидроусилители; 17 — качалка; 19, 20 — тяги;
 21 — дифференциальный механизм; 23 — автомат перекоса;
 24 — ползун ОШ; 25 — каретка ОШ; 26 — противовес

отклонениями кольца АП и гироскопа. Суммирование производится механически на дифференциальной качалке.

АП 23 крепится универсальным шарниром (карданом) на неподвижном основании. Общим шагом управляют с помощью ГУ 16, который перемещает рычаг 17 и связанный с ним невращающийся ползун общего шага 24.

На ползуне с помощью подшипника крепят вращающуюся каретку общего шага (крутящий момент передается на нее посредством шлицевого соединения с валом НВ). На каретке общего шага установлены рычаги 14 со шлиц-шарнирами 15, связанными с вращающимся кольцом АП и с тягами поводков лопастей.

Продольный и поперечный наклон АП осуществляется с помощью ГУ 18, 22, соединенных с рычагами его невращающегося кольца. Оба ГУ одновременно работают как при продольном, так и при поперечном управлении.

При отклонении ручки правления, например, на себя оба ГУ отклоняют вверх дифференциальный механизм и АП наклоняется назад. При отклонении ручки, например, вправо правый ГУ отклоняется вниз, а левый — вверх и АП наклоняется вправо. Такая схема применена для равномерной нагрузки на ГУ. Противовесы 26 служат для необходимой корректировки шарнирных моментов лопастей.

При отклонении кольца АП гироскоп первое время остается неподвижным и летчик непосредственно воздействует на циклический шаг лопастей обычным образом. При появлении угловой скорости фюзеляжа вертолета гироскоп стремится сохранить неизменной в пространстве свою плоскость вращения и вводит циклический шаг, приводящий к дополнительному отклонению вектора равнодействующих сил на НВ противоположно вращению фюзеляжа. Таким образом, на фюзеляж вертолета, помимо обычного демпфирующего момента НВ, начинает действовать дополнительный демпфирующий момент, обусловленный действием гироскопа.

При уменьшении угловой скорости фюзеляжа до нуля центробежные силы возвращают гироскоп в нейтральное положение, при котором плоскость его вращения перпендикулярна оси вала НВ. Если это возвращение гироскопа происходило только под действием центробежных сил, то гироскоп совершал бы незатухающие гармонические колебания относительно положения равновесия. Демпферы 13 обеспечивают гашение этих колебаний.

ККС управления НВ типа Хиллер показана на рис. 3.6.6. Две лопасти 1 НВ крепят ко втулке осевыми шарнирами 2. Сама же втулка крепится к валу на универсальном шарнире 7, центр которого находится несколько выше осей лопасти. Ко втулке перпендикулярно основным лопастям крепят также с помощью только осевых шарниров две серволопасти, образующие стабилизирующий стержень, или серворотор 10. Серволопасти представляют собой аэродинамические поверхности, укрепленные на концах стержней, поворачивающихся в осевых шарнирах.

тате чего при взмахе лопасти вверх ее шаг уменьшается (эффект компенсатора взмаха). Углы установки серволопастей по азимуту изменяются наклоном АП. Угол взмаха серволопастей не влияет на угол ее установки из-за наличия шлиц-шарниров.

Углы установки основных лопастей непосредственно не связаны с наклоном АП. Однако вследствие превышения центра универсального шарнира втулки над лопастями l_2 и превышения осей шарниров штанги общего шага над втулкой l_1 циклический шаг лопастей связан с углом взмаха серволопасти. При взмахе какой-либо серволопасти вверх увеличивается угол установки следующей за ней основной лопасти. При взмахе основной лопасти вверх увеличивается угол установки предыдущей серволопасти.

На штанге 5 установлены противовесы, предназначенные для уравнивания постоянной силы от шарнирных моментов лопастей на штанге общего шага. В проводку управления АП включен инерционный демпфер в виде рычага с грузом, ослабляющий передачу на ручку управления вибраций от периодических сил на АП. Особенность схемы такова, что при отклонении ручки управления от себя кольцо АП наклоняется назад, а при отклонении ручки вправо — кольцо наклоняется влево.

Летчик, отклоняя ручку от себя, наклоняет кольцо АП назад. При этом угол установки серволопасти, находящейся на азимуте 270° , становится максимальным, а серволопасти, находящейся на азимуте 90° — минимальным. В результате первая серволопасть начинает взмахивать вверх, а вторая — вниз. Вследствие инерции первая серволопасть будет иметь максимальный угол взмаха на азимуте 0° , вторая (соответственно минимальный) на азимуте 180° . Взмах первой серволопасти на азимуте 0° приведет к увеличению угла установки лопасти, находящейся в это время на азимуте 270° .

Вследствие инерции лопасть достигнет своего максимального взмаха на азимуте 0° , т.е. плоскость концов лопастей наклонится вперед, что соответствует моменту на пикирование. При возникновении угловой скорости кабрирования стержень с серволопастями, обладая инерцией, будет стремиться, как гироскоп, сохранить положение плоскости своего вращения. В результате угол взмаха серволопастей относительно вала будет максимальным на азимуте 0° , что соответствует введению дополнительного циклического шага, обуславливающего отклонение равнодействующей противоположно вращению фюзеляжа. В этой схеме НВ создает увеличенное демпфирование.

Таким образом, для схем с гиросtabilизирующими устройствами типа *Белл* и *Хиллер* характерно улучшение собственного де-

мифирования, а к недостаткам этих схем относятся большая механическая сложность и ограниченность применения (легкие вертолеты с двухлопастными НВ).

На вертолете *Каман* перекрещивающейся схемы АП циклически изменяет угол сервозакрылка (рис. 3.6.7), установленного на внешней половине радиуса позади лопасти. Аэродинамические силы, появляющиеся на этом сервозакрылке, создают момент относительно оси жесткости лопасти, который закручивает лопасть. В результате изменяется циклический угол установки лопасти и наклоняется ометаемый диск НВ в нужном направлении. Недостатком такого управления является дополнительное профильное сопротивление НВ вследствие установки сервозакрылков на каждой лопасти. Преимущество же его в том, что оно эффективно даже в том случае, когда лопасти имеют малую жесткость на кручение. Для крупных вертолетов такой тип управления может иметь перспективу, т.к. при повороте лопасти обычным рычагом у комля (относительно осевого шарнира), при недостаточной жесткости на кручение и большой ее длине, неизбежно запаздывание в управлении и возможен сдвиг действия управления по фазе.

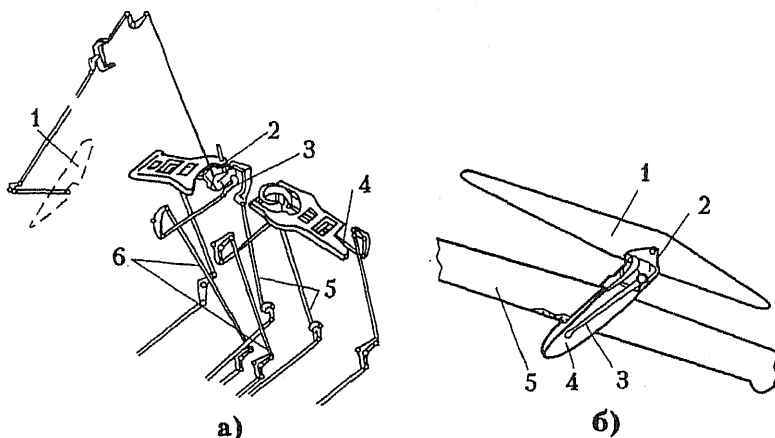


Рис. 3.6.7. Кинематическая схема АП с сервозакрылками на лопастях НВ:

а — схема АП с сервозакрылками:

1 — сервозакрылок; 2 — АП; 3 — вилка; 4, 5, 6 — тяги поперечного, общего шага и продольного управления соответственно;

б — установка сервозакрылка:

1 — сервозакрылок; 2 — шарнир сервозакрылка; 3 — тяга;
4 — кронштейн; 5 — лопасть НВ

В последнее время получает распространение новый, так называемый «жесткий» тип НВ, а точнее — бесшарнирный (его можно назвать также винтом с консольным креплением лопастей). Отличительная его особенность — крепление лопастей ко втулке с помощью осевых шарниров. Однако и в такой конструктивной схеме НВ лопасти совершают маховое движение как в плоскости замаха, так и в плоскости вращения. Оно обуславливается упругостью комлевой части лопасти.

На бесшарнирном НВ, в отличие от шарнирного, лопасти могут передавать на втулку значительные моменты. Эффективность управления бесшарнирного НВ и его демпфирование могут в несколько раз превышать эти параметры для шарнирного винта, даже с большим «разносом» ГШ. Это существенно улучшает управляемость вертолета. Шарнирному НВ свойственна неустойчивость по углу атаки в полете с поступательной скоростью. Это качество также усиливается при применении консольного крепления лопастей. Для получения устойчивости на режимах поступательного полета вертолет в этом случае должен иметь стабилизатор относительно больших размеров.

Фирма «Локхид» в течение ряда лет экспериментировала с оригинальным типом бесшарнирного НВ. Его особенностью, как и просто бесшарнирных винтов, является возможность получения высоких значений эффективности управления и демпфирования. Применение особой схемы управления винтом с помощью гироскопа позволяет дополнительно устранить зависимость продольных и поперечных моментов от влияния аэродинамических возмущений.

Лопасты образуют совместно с гироскопом динамическую систему с обратной связью. Из-за обратной стреловидности маховое движение упругих лопастей создает моменты на гироскопе. Последний, прецессируя под их влиянием, меняет углы циклического шага лопастей, что в свою очередь влияет на маховое движение.

Основным для указанной динамической схемы является то, что она стремится поддерживать неизменным маховое движение лопастей при любых возмущениях, действующих на лопасть. Маховое движение определяется только моментами, действующими на гироскоп при отклонении ручки управления и в результате появления угловой скорости фюзеляжа. Недостаток схемы — конструктивная сложность и большие трудности, встретившиеся при ее практической обработке.

3.7. ВКЛЮЧЕНИЕ АВТОПИЛОТА В СИСТЕМУ УПРАВЛЕНИЯ

Включение автопилота в систему управления вертолетов целесообразно производить по так называемой дифференциальной схеме, применяя комбинированные рулевые агрегаты. В этой схеме последние работают одновременно как от сигналов автопилота, так и от воздействия летчика. При дифференциальном включении рулевых машин (рис. 3.7.1) рычаг управления, например, ручка циклического шага, может быть неподвижным (или перемещаться летчиком), в то время как соответствующий орган управления независимо от ручки отклоняется под действием сигналов автопилота. При этом стабилизирующие отклонения управления не передаются на ручку. В то же время для быстрого изменения режима полета или при отказе автопилота летчик всегда может вмешаться в управление, непосредственно отклоняя ручку управления.

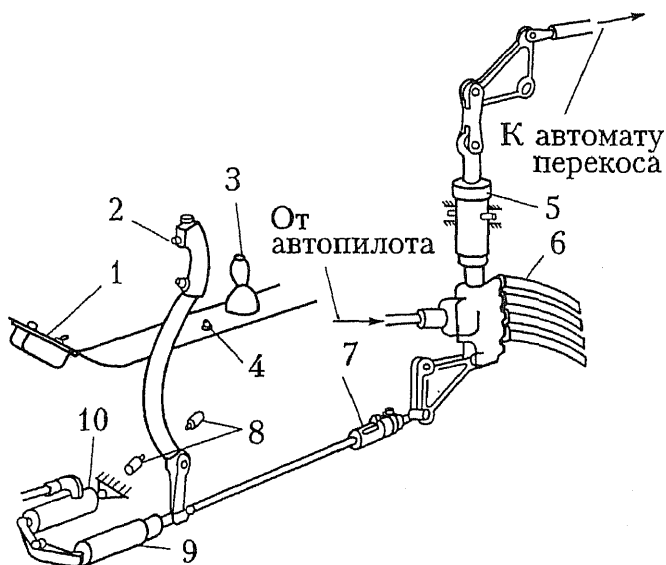


Рис. 3.7.1. Схема управления с комбинированным ГУ:

- 1 — пульт сигнализации готовности автопилота;
- 2 — кнопка выключения автопилота; 3 — серворучка автопилота;
- 4 — кнопка включения автопилота; 5 — ГУ; 6 — шланги гидросистемы;
- 7 — динамометрическая тяга; 8 — концевые выключатели;
- 9 — механизм загрузки; 10 — триммерный электромеханизм

В случае применения дифференциальных рулевых машин мощным средством повышения безопасности полета вертолета с автопилотом служит ограничение их хода. Обычно этот ход составляет 10—25% полного диапазона отклонения органа управления, вследствие чего отказ автопилота легко парируется при вмешательстве летчика в управление. Однако ограничение хода усложняет работу автопилота как стабилизатора при изменении режимов полета.

При управлении от электросигналов с помощью трехканальной серворучки можно выполнять плановые изменения режима полета (переход от горизонтального полета к набору высоты или снижению и, наоборот, пологие развороты и т.п.).

Выбор структурной схемы автопилота определяется назначением вертолета. Например, в структурную схему автопилота для вертолета-крана, кроме обычного автопилота, стабилизирующего углы отклонения фюзеляжа, целесообразно устанавливать дополнительные автоматические устройства, такие как: система гашения колебаний груза на внешней подвеске, система стабилизации вертолета на режиме висения относительно заданной точки на земле с помощью доплеровского измерителя путевой скорости.

На вертолетах с полетной массой свыше 5—7 т устанавливаются системы стабилизации курса, высоты и скорости полета. На тяжелых вертолетах в дополнение к перечисленному следует считать обязательным установку системы автоматического управления, позволяющей решать задачи не только угловой, но и траекторной стабилизации, включая автоматический полет по заданной линии пути, автоматический заход на посадку и т.п.

Возможно возникновение автоколебаний, связанных с периодическим действием бустеров. Автоколебания вызываются смещениями золотников бустеров вследствие перемещений опор качалок управления и колебаний несбалансированных участков систем управления при колебаниях фюзеляжа, просадкой бустеров, а также сигналами автопилота, порожденными колебаниями его датчиков с фюзеляжем.

3.8. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СИЛОВЫХ ГИДРОУСИЛИТЕЛЕЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Выбрав ту или иную структурную схему автопилота и определив тем самым необходимость включения его в определенные каналы управления, необходимо подобрать ГУ с учетом работы их не только от ручного управления, но и от сигналов автопилота.

Силовой шток ГУ воспроизводит движение механической проводки управления, подсоединенной к его распределительному золотнику, с многократным силовым усилением, получаемым за счет энергии подаваемой жидкости.

Потребная мощность ГУ определяется величиной усилия в продольном, поперечном и путевом управлении, а также в управлении общим шагом НВ.

При работе НВ на его лопастях возникают моменты относительно ОШ, вызываемые аэродинамическими и инерционными силами. Усилия в управлении НВ (рис. 3.8.1) могут быть выражены как

$$P_{\text{прод}} = k_1 M_{\text{прод}}; \quad P_{\text{п}} = k_2 M_{\text{п}}; \quad P_{\text{опп}} = k_3 \Sigma M_{\text{л}}.$$

Здесь $P_{\text{прод}}$, $P_{\text{п}}$, $P_{\text{опп}}$ — соответствующие усилия в продольном, поперечном управлении и управлении общим шагом; k_1 , k_2 , k_3 — коэффициенты, определяемые кинематикой управления; $M_{\text{прод}}$, $M_{\text{п}}$ — соответственно продольный и поперечный моменты на кольцах АП; $\Sigma M_{\text{л}}$ — суммарный шарнирный момент лопастей.

Постоянная составляющая шарнирного момента лопастей не вызывает усилий в продольно-поперечном управлении и дает только постоянную составляющую усилия в управлении общим шагом. Первая гармоника дает постоянную часть усилия в продольном и поперечном управлении, а высшие гармоники — переменные составляющие усилий в продольно-поперечном управлении и в управлении общим шагом.

Точное определение шарнирных моментов лопастей расчетным путем затруднительно. Поэтому при проектировании вертолета приходится пользоваться различными приближенными методами оценки величин нагрузок в управлении, основанными на экстраполяции имеющихся данных по результатам летных испытаний. При предварительной оценке параметров силовых ГУ на этапе эскизного проектирования можно пользоваться статистическими данными. Для этого вводится понятие удельная работа ГУ — произведение усилия, развиваемого ГУ, на его ход, отнесенный к полетной массе. Значение удельной работы, соответствующее усилию на штоке ГУ, равному 70% от усилия при нулевой скорости штока при минимальном рабочем давлении в гидросистеме, является рекомендуемой величиной (k_p), а значение, соответствующее усилию, замеренному в полете, — величиной фактической ($k_{\text{ф}}$). Зависимость k_p от полетной массы для одновинтовых отечественных вертолетов

с шарнирным НВ обычной конструкции с учетом некоторого запаса относительно k_{ϕ} может быть выражена уравнением

$$k_p = 0,3 + 0,9 \cdot 10^{-5} m_0.$$

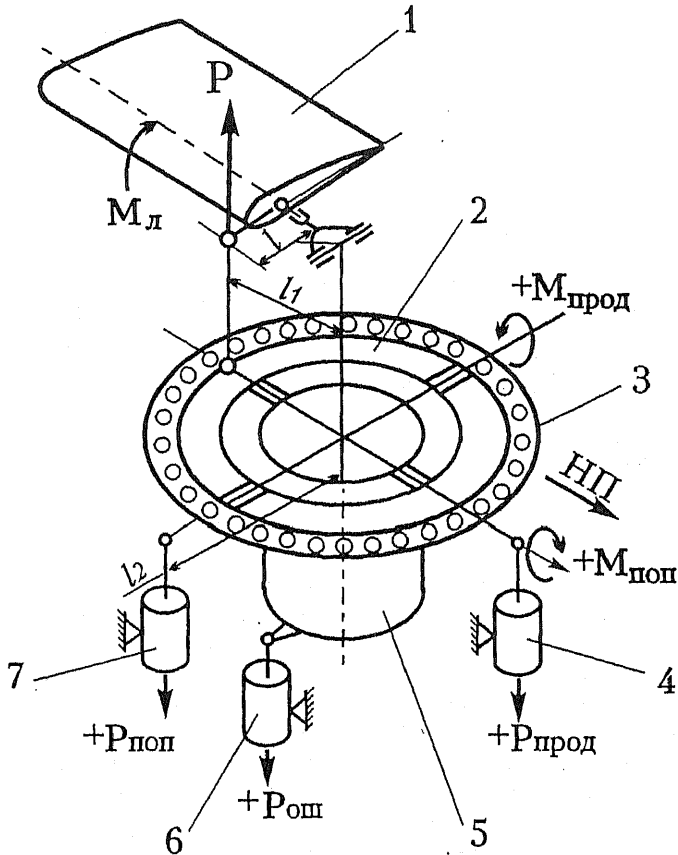


Рис. 3.8.1. Схема нагрузок, действующих в системе управления:
 1 — лопасть НВ; 2, 3 — вращающееся и невращающееся кольцо АП; 4, 6, 7 — ГУ продольного управления, общим шагом и поперечного управления; 5 — ползун общего шага;
 $M_{\text{прод}}$, $M_{\text{поп}}$ — продольный и поперечный моменты; $M_{л}$ — шарнирный момент лопасти; $P_{\text{прод}}$, $P_{\text{п}}$, $P_{\text{общ}}$ — усилия на штоках ГУ в каналах продольного, поперечного управления и управления общим шагом НВ; l , l_1 , l_2 — плечи

Максимальное усилие на выходном штоке ГУ определяется произведением рабочего давления на площадь поршня минус площадь штока. Скорость перемещения выходного штока зависит от нагрузки, достигая максимального значения при нулевом значении последней. Указанная зависимость усилия на штоке от скорости его перемещения называется *внешней, или нагрузочной характеристикой* ГУ (рис. 3.8.2, б).

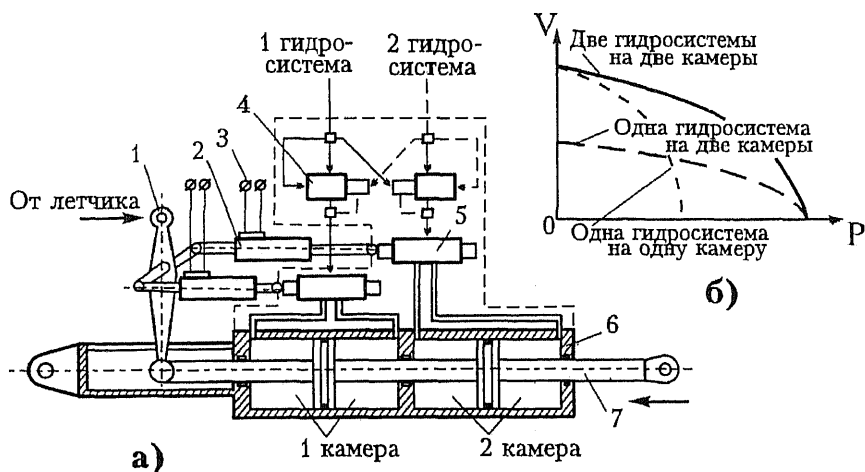


Рис. 3.8.2. Двухкамерный ГУ:

а — схема питания камер ГУ от двух гидросистем:

1 — входной рычаг; 2 — развязывающие пружинные тяги;

3 — электрическая сигнализация заклинивания золотника;

4 — клапаны переключения гидросистем; 5 — золотниковые распределители;

6 — силовой цилиндр ГУ; 7 — шток с двумя поршнями (стрелкой показано направление движения штока при заданном смещении входного рычага);

б — внешняя характеристика ГУ:

— при нормальной работе двух гидросистем;

- - - при отказе одной из гидросистем;

· · · · · внешняя характеристика одной камеры

V — скорость выходного штока; P — усилие на штоке

Подобранный таким образом ГУ должен обеспечивать заданные максимальные скорости перемещения управления при нагрузке, составляющей 70% от нагрузки при нулевой скорости штока ГУ.

Если достаточно точно известны постоянные составляющие нагрузки на штоке ГУ, то усилие P_0 на штоке ГУ определяется из

соотношения $0,7P_0 \geq S$, где S — постоянная составляющая нагрузки, действующей на шток от шарнирных моментов лопастей. Значение $0,7P_0$ можно выбирать по более нагруженному каналу управления с тем, чтобы во всех остальных каналах управления НВ могли бы быть применимы однотипные ГУ.

ГУ при нагрузке $0,7P_0$ должны иметь скорость перемещения штоков при минимальном давлении равной или большей скорости перемещения органов управления при нормальной эксплуатации. Переменная составляющая усилия, как показывает опыт эксплуатации, не влияет на скоростные характеристики ГУ.

У ГУ на линии подачи давления устанавливаются обратные клапаны, исключаяющие их «просадку». Основное назначение этих клапанов — фиксация выходных штоков ГУ в момент перехода с основной гидросистемы на дублирующую. Кроме того, обратные клапаны препятствуют произвольному перемещению выходных штоков под действием внешней нагрузки вследствие падения рабочего давления в ГУ при переключении систем.

В случае обычной схемы и применения двухкаскадной схемы управления на вертолете ГУ целесообразно конструировать в виде объединенного рулевого агрегата, работающего как от ручного управления, так и от сигнала автопилота.

Насосы основной и дублирующей гидросистем устанавливаются на приводах главного редуктора, что обеспечивает их нормальную работу в случае отказа двигателей и перехода вертолета на режим самовращения НВ.

При отказе основной системы клапан переключения автоматически переводит питание ГУ на дублирующую систему.

Питание бустеров первого и второго каскада должно быть дублировано. Если вертолетом можно управлять при отказе гидросистемы (при малых усилиях на рычаги управления от шарнирных моментов), дублирующую систему можно не делать.

В многокамерных (двух- и трехкамерных) ГУ каждая камера питается независимой гидросистемой, а движение поршня в ней регулируется независимым распределительным золотником (рис. 3.8.2, а).

При нормальной работе многокамерного ГУ силы давления жидкости на поршень в каждой камере складываются на общем штоке. Внешняя характеристика многокамерного ГУ по сравнению с однокамерным изменяется в сторону увеличения преодолеваемой противодействующей силы при той же скорости движения его выходного звена.

На случай заклинивания одного из распределительных золотников многокамерного ГУ они соединяются между собой через развязывающие устройства (чаще всего пружинные тяги или торсионные валы, работающие на кручение). Эти устройства обеспечивают (при приложении некоторого дополнительного усилия) перемещения остальных золотников и, следовательно, возможность управления ГУ. Подача давления в камеру с заклиненным золотником при этом должна быть отключена по сигналу обжатия развязывающего устройства. При использовании многокамерных ГУ расчет потребных мощностей производится для одной его камеры и одной гидросистемы. Все остальные камеры и питающие их гидросистемы (число которых равно принятому числу отказов за полет) создают избыточную (резервную) мощность ГУ, как и массу системы, определяемую степенью резервирования и его схемой.

Присущие вертолетам низкочастотные вибрации, возбуждаемые НВ, обуславливают ряд особых требований к элементам гидросистемы. ГУ для вертолетов должны иметь увеличенную зону нечувствительности, с тем чтобы перемещения золотников, вызываемые вибрациями, укладывались в них. Зона нечувствительности b (см. рис. 3.1.3) распределительного золотника в месте присоединения входной части зависит от величины упругих деформаций опоры $\Delta l_{до}$ ГУ в направлении входной тяги при действии максимальных эксплуатационных сил. Так, например, у вертолета Ми-6 $\Delta l_{до} = 0,2$ мм, $b = 0,8$; у вертолета Ми-8 $\Delta l_{до} = 0,17$ мм, $b = 0,25$. Как видно, деформация опор ГУ при максимальных эксплуатационных усилиях всегда меньше зоны нечувствительности распределительного золотника.

Силы трения, возникающие при перемещении золотника, должны быть минимальными. Трение золотника значительно возрастает на тяжелых вертолетах, что объясняется увеличением диаметров золотников. Для уменьшения сил трения целесообразно применять двухкаскадные золотники.

При конструировании установок ГУ особое внимание необходимо уделять жесткости их крепления. При недостаточной жесткости вследствие деформации опоры ГУ под действием внешних сил могут появиться автоколебания управления на участке за ГУ. Для предупреждения этих автоколебаний при конструировании необходимо учитывать соответствие направлений действий внешних сил и возможного перемещения его силового штока из-за деформации опоры. Входную тягу управления золотником ГУ следует присоединять так, чтобы при деформации опоры золотник перемещался

в направлении, обеспечивающем движение его штока в ту же сторону, что и действие внешней силы.

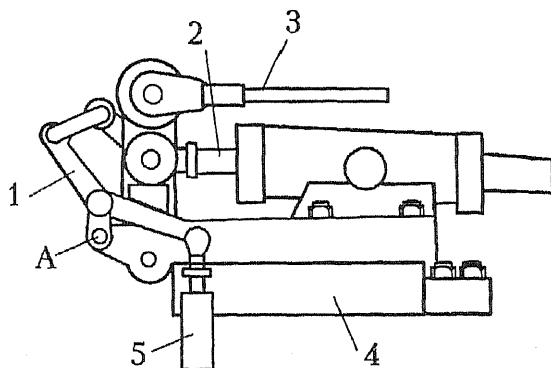


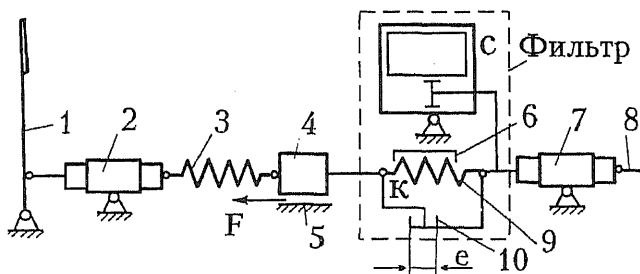
Рис. 3.8.3. Кинематическая схема управления ГУ продольного управления на вертолете Ми-6:
 1 — качалка; 2 — силовой шток ГУ; 3 — выходная тяга;
 4 — кронштейн крепления ГУ;
 5 — входная тяга управления золотником

В кинематической схеме, приведенной на рис. 3.8.3, такое соответствие соблюдено. Действительно, при действии внешней силы через выходную тягу 3 влево ось А вследствие прогиба кронштейна 4 переместится вниз. Это вызовет поворот качалки 1 против часовой стрелки и движение штока ГУ 2 так же, как и направление внешней силы, влево.

3.9. ВЫБОР ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАЛОГО ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ В ДВУХКАСКАДНЫХ СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ

Силовой ГУ (выходной) подбирается в зависимости от величины нагрузок со стороны лопастей НВ или РВ. При подборе малого ГУ необходимо учитывать как силы трения в проводке управления, так и инерционные силы. С точки зрения динамики, двухкаскадную систему можно представить в виде схемы (рис. 3.9.1). Малый ГУ подбирается по расчетному усилию $P_{гу} = P_{т} + P_{и}$ ($P_{гу}$ — усилие, развиваемое ГУ, при котором обеспечивается необходимая скорость

перекладки управления; P_T — расчетное усилие приведенной силы трения в проводке; $P_{и}$ — расчетное усилие от приведенной инерционной силы).



3.9.1. Динамическая схема двухкаскадной системы управления (схема показана с дополнительным фильтром):

- 1 — ручка управления; 2 — малый ГУ; 3 — приведенная жесткость тросовой проводки; 4 — приведенная масса тросовой проводки; 5 — приведенное трение в тросовой проводке; 6 — предварительный натяг; 7 — силовой ГУ; 8 — выход системы; 9 — пружинная тяга; 10 — ограничение хода

Скорость выходного штока силового ГУ при существующих на нем внешних нагрузках должна превышать при всех условиях максимальную скорость перекладки малого ГУ как минимум на 10—20% (имеются в виду скорости, приведенные, например, к выходному штоку малого ГУ). Нарушение этого условия может привести к неоправданному нагружению проводки усилием малого ГУ при быстрых перекладках управления. На рис. 3.9.2 приведены типовые амплитудные характеристики на входе силового ГУ (x_1) в зависимости от амплитуды перемещения штока малого ГУ (x_0) от частоты перемещения легчиком ручки управления ω . Амплитудно-частотная характеристика системы имеет резонанс при частоте ω_0 . Максимальное значение зависимости выходного перемещения от частоты будет тем больше, чем меньше трение в тросовой проводке.

В первом приближении резонансную частоту ω_0 можно определить по формуле

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}},$$

где k и m — приведенные жесткость и масса тросовой проводки соответственно. Естественно, эта частота не должна совпадать с собственными частотами фюзеляжа вертолета или с частотой переменных сил на втулке НВ или РВ. ω_0 не должна быть чрезмерно низкой, чтобы не попасть в диапазон частот, используемых летчиком при пилотировании вертолета (приблизительно до 1 Гц), т.к. это может затруднить управление. ω_0 тросовой проводки рекомендуется в пределах 5—8 Гц.

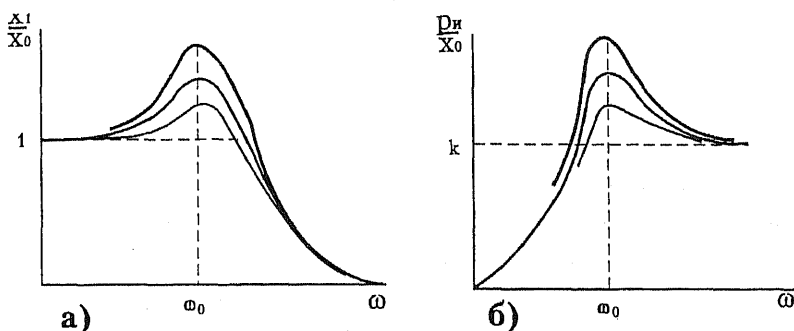


Рис. 3.9.2. Характеристики двухкаскадной системы управления:
 а — зависимость выходного перемещения от частоты;
 б — зависимость инерционной силы от частоты

Если значение резонансной частоты получается ниже, необходимо:

- уменьшить приведенную массу путем облегчения подвижных элементов тросовой проводки, уменьшения диаметра троса и уменьшения хода;

- повысить приведенную жесткость усилением крепления малого ГУ и элементов, соединяющих его с тросовой проводкой.

Опыт проектирования показывает, что применение тросов диаметром свыше 3 мм и рабочих ходов троса свыше 750 мм в этом случае нецелесообразно.

Возможна ситуация, когда собственная частота фюзеляжа попадает в область частот, соответствующую динамическому усилению для системы управления. Для устранения возникающих при этом автоколебаний вследствие упругости фюзеляжа применяется механический нелинейный фильтр низких частот (см. рис. 3.9.1). Фильтр состоит из последовательно включенных гидравлического демпфера и пружины, имеющей предварительный натяг и ограни-

чение хода. Фильтр для высокочастотных колебаний небольшой амплитуды (в пределах ограничения хода пружины) представляет собой апериодическое звено, постоянная времени которого определяется жесткостью пружины и характеристикой демпфера. При обычных управляющих воздействиях летчика (с низкой частотой) фильтр не включается в работу, поскольку усилие от демпфера при этих условиях меньше предварительного натяга пружины. Имеющееся ограничение хода пружины обеспечивает также пропускание с минимальными искажениями быстрых управляющих воздействий летчика, которые могут потребоваться в крайних случаях.

Расчетное усилие трения в тросовой проводке $P_{тр}$ можно определить с помощью графиков $P_{тр} = f(N, d, D, \varphi)$, где N — натяжение троса, d — диаметр троса, D — диаметр ролика, φ — угол охвата ролика.

Усилие от инерционной силы $P_{и}$ связано с амплитудой перемещения ручки управления x_0 . График зависимости отношения амплитуд $P_{и}$ и x_0 от частоты ω приведен на рис. 3.9.2, б. Инерционная сила возрастает с увеличением частоты и достигает максимума на резонансной частоте ω_0 . Пик усилия тем больше, чем меньше трение в системе. При увеличении частоты инерционная сила становится постоянной и равной $P_{и} = kx_0$, что соответствует физически предельному случаю, когда масса при большой частоте входного воздействия «не успевает» перемещаться и движение выходного штока малого ГУ происходит только от деформации проводки.

Расчитанный таким образом ГУ не может преодолеть инерционных нагрузок на резонансной частоте и близкой к ней, что является преимуществом системы, которая в этом случае не пропустит высокочастотных колебаний.

3.10. УПРАВЛЕНИЕ ЦИКЛИЧЕСКИМ ШАГОМ НЕСУЩЕГО ВИНТА

Управление циклическим шагом состоит из колонки управления, системы тяг и качалок, ГУ и АП. Одна линия проводки с ГУ предназначена для продольного управления, вторая — для поперечного управления (рис. 3.10.1).

Колонка управления циклическим шагом выполняется в виде отдельного агрегата и крепится к каркасу пола кабины летчика.

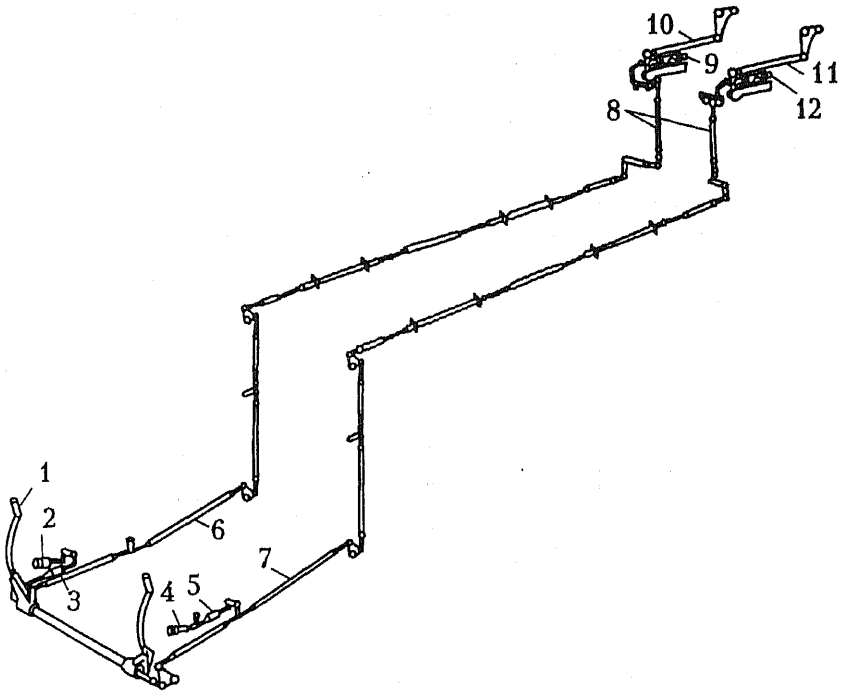


Рис. 3.10.1. Кинематическая схема управления циклическим шагом НВ:

- 1 — ручка управления; 2, 4 — электромеханизмы;*
- 3, 5 — пружинный механизм загрузки продольного и поперечного управления соответственно;*
- 6, 7 — тяга продольного и поперечного управления;*
- 8 — тяга с пружинным устройством;*
- 9, 12 — ГУ продольного и поперечного управления;*
- 10, 11 — тяга продольного и поперечного управления*

Кинематика колонки должна обеспечивать независимость продольного и поперечного перемещений ручки управления.

На рис. 3.10.2, а приведена кинематика, при которой имеется связь между продольным и поперечным управлением при отклонении ручки циклического шага. При поперечном отклонении ручки тяги продольного управления перемещают качалку из положения A в A_1 , что вызовет поворот АП не только относительно поперечной, но и продольной оси. Для устранения этой связи (рис. 3.10.2, б) необходимо шарнир A тяги продольного управления 4

располагать по оси вращения тяги поперечного управления I . На рис. 3.10.2, *в* представлена кинематическая схема ручки циклического шага, в которой тяга 2 и шарнир A кронштейн 3 продольного управления размещаются на оси вращения $I-I$ тяги поперечного управления.

Для того чтобы на расчетном режиме горизонтального полета ручка управления была ближе к нейтральному положению, как правило, задается предварительный наклон АП при ее нейтральном положении. С этой же целью в ряде случаев в кинематику управления вводится нелинейность.

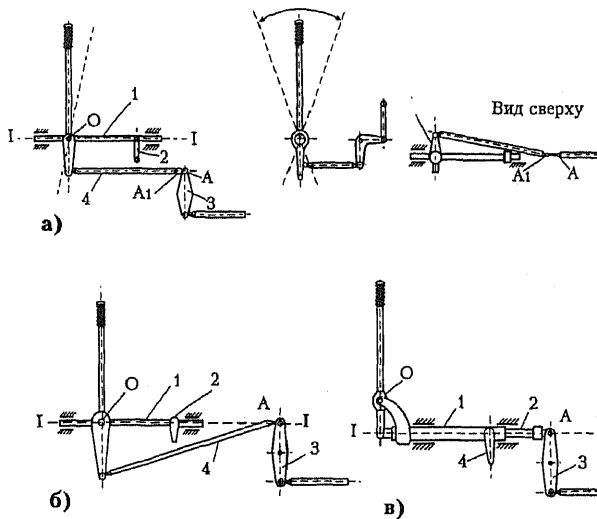


Рис. 3.10.2. Кинематические схемы колонки циклического управления:

а, б — $1, 2$ — тяга и кронштейн поперечного управления;

$3, 4$ — качалка и тяга продольного управления;

в — $1, 4$ — тяга и кронштейн поперечного управления;

$2, 3$ — тяга и качалка продольного управления;

$I-I, O$ — продольная и поперечная ось;

A, A_1 — смещение шарнира рычага продольного управления

Из конструктивных соображений (рис. 3.10.3) карданная (шаровая) подвеска $б$ АП, прикрепленная к ползуну общего шага 7 , смещается на величину h по вертикали относительно неврещающегося кольца 3 и вращающегося кольца 2 , соединенного поводками 1 и 4 продольного и поперечного управления НВ. Чтобы, напри-

мер, при продольном отклонении АП на угол δ перемещались по вертикали только тяга 1, а тяга поперечного управления 4 не имела вертикальных перемещений, необходимо шарнирные узлы 5, соединяющие тяги продольного и поперечного управления НВ с вращающимся кольцом АП 2, совместить с центром качания карданной (шаровой) подвески 6.

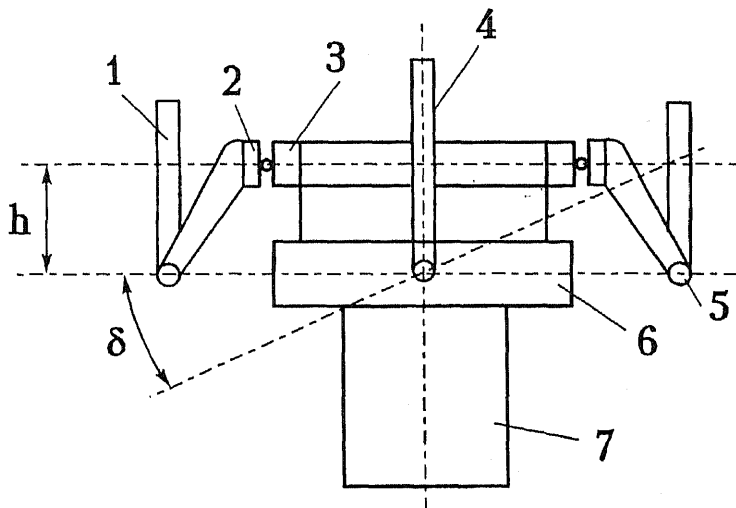
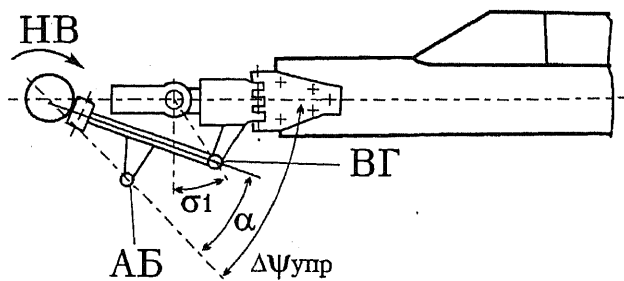
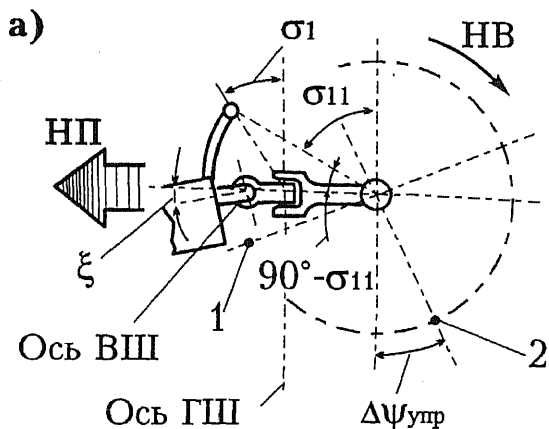


Рис. 3.10.3. Кинематика, обеспечивающая независимость продольного и поперечного управления НВ при отклонении плоскости АП

При циклическом изменении углов атаки лопастей за счет инерционных и аэродинамических сил происходит фазовое отставание их махового движения. В результате плоскость наклона оси конуса НВ не будет совпадать с плоскостью, требуемой для управления вертолетом. Для исключения зависимости продольного и поперечного управления необходимо опережение команды на изменение циклического угла установки лопастей на угол $\Delta \psi_{\text{упр}}$ (рис. 3.10.4, а):

$$\Delta \psi_{\text{упр}} = \sigma_{11} - \xi - \arctg(k),$$

где $\Delta \psi_{\text{упр}}$ — угол смещения шарнира крепления тяги продольного и поперечного управления к невращающемуся кольцу АП; σ_{11} —



б)

Рис. 3.10.4. Расчетные схемы угла опережения $\Delta\psi$:

а — вид в плане на АП и втулку одновинтового вертолета;

σ_1 — угол между осью ГШ и шарниром поводка лопасти;

σ_{11} — угол поводка лопасти; ξ — средний угол поворота лопасти относительно оси ВШ; $\Delta\psi_{упр}$ — угол опережения;

НВ, НП — направление вращения НВ и полета вертолета соответственно;

1, 2 — шарниры тяги управления НВ на вращающемся кольце АП;

б — вид в плане на «автомат перекоса — ползушку — втулку НВ» соосного вертолета;

А, Б, В, Г — шарниры; α — угол выноса шарнира качалки относительно шарнира поводка лопасти

угол поводка лопасти; ξ — средний угол поворота (отставания) лопасти относительно ВШ; k — коэффициент компенсатора взмаха.

На соосном вертолете нельзя создать необходимое опережение управления циклическим шагом, как на одновинтовом. При одинаковом наклоне обоих автоматов перекоса соосные винты будут отклоняться в разных направлениях. Это приводит к уменьшению эффективности управления, а также к нежелательному сближению лопастей верхнего и нижнего винтов. На вертолетах данной схемы необходимое опережение для каждого винта создается в цепочке управления «автомат перекоса - ползушка втулки НВ» (рис. 3.10.4, б).

3.11. ОБЪЕДИНЕННОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБЩИМ ШАГОМ НЕСУЩЕГО ВИНТА И ДВИГАТЕЛЯМИ

Управление общим шагом НВ и двигателями (рис. 3.11.1) на вертолете осуществляется рычагом общего шага I , который кинематически связан с ползуном АП при помощи рычага 10 и одновременно с рычагами 8 топливного агрегата, расположенными на двигателях.

Рычаг общего шага с системой фиксации в любом положении располагается слева от сидения летчика. Для фиксации рычага служат фрикционные устройства с ручным или гидравлическим управлением.

Изменение общего шага связано с управлением мощностью двигателей вертолета либо посредством механической кинематической связи, либо автоматически через стабилизатор частоты вращения. В обоих случаях обеспечивается поддержание заданной частоты вращения НВ при изменении общего шага, т.к. одновременно соответственно изменяется мощность двигателя. В случае механической связи шага с газом ручка шага имеет специальную поворотную рукоятку коррекции I (рис. 3.11.2), соединенную с дросселем (рычагом подачи топлива) двигателя. При помощи этой рукоятки летчик может корректировать частоту вращения НВ в допустимых пределах независимо от его шага.

Автоматическое регулирование частоты вращения НВ при изменении его общего шага, угла атаки и скорости полета вертолета осуществляется обычно путем изменения подачи топлива в двигатели. Автономная система регулирования силовой установки может быть расположена непосредственно в двигателе. Она обеспечивает как изменение его мощности вручную в диапазоне от малого газа

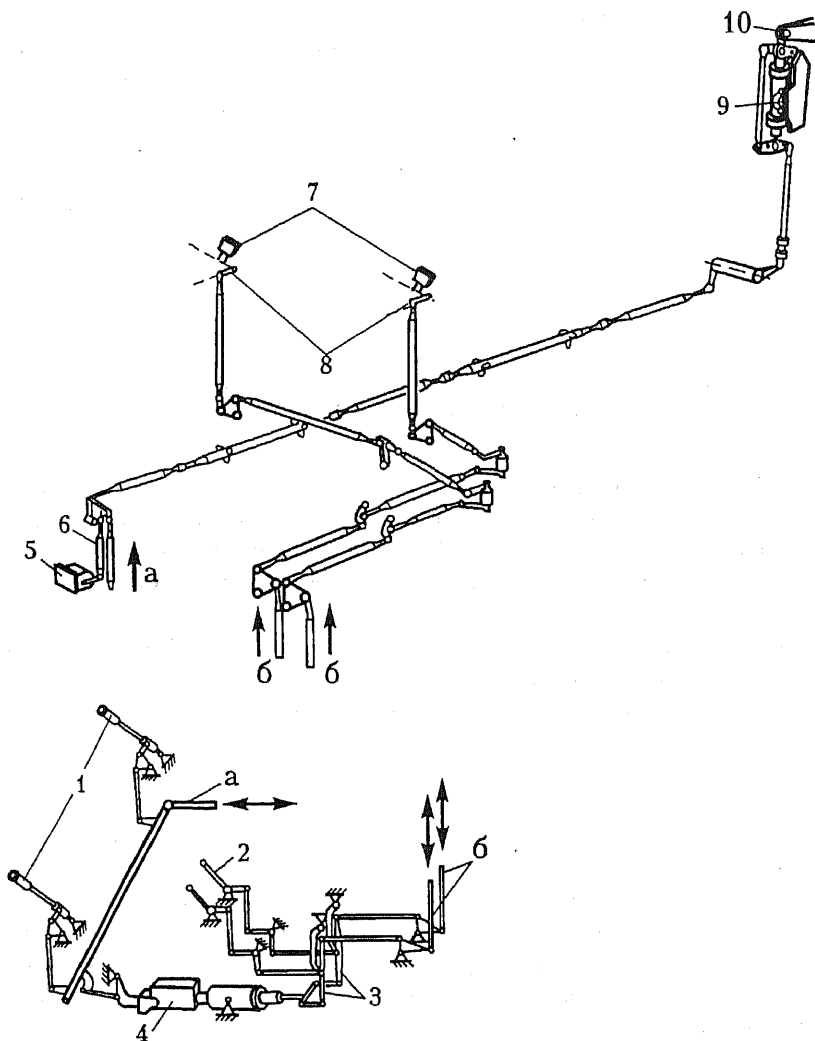


Рис. 3.11.1. Кинематическая схема управления общим шагом и двигателями вертолета Ми-6:

- 1 — рычаг «шаг — газ»; 2 — рычаги раздельного управления двигателями;
 3 — дифференциальные рычаги; 4 — рулевая машина;
 5 — электромагнитная муфта; 6 — пружинная тяга;
 7 — концевые выключатели; 8 — рычаги управления двигателями;
 9 — ГУ общего шага; 10 — рычаг ОШ

до взлетного режима, так и автоматическое поддержание заданной частоты вращения НВ постоянной. Данная система регулирования двигателей может работать и без ручного управления «шаг-газ», т.е. рычаг общего шага может изменять только величину шага без изменения положения рычага подачи топлива, который должен быть переведен в положение «автомат». Перестраивая регулятор частоты вращения, можно менять ее диапазон ограничения, что необходимо для получения оптимальных режимов работы силовой установки в зависимости от высоты и скорости полета.

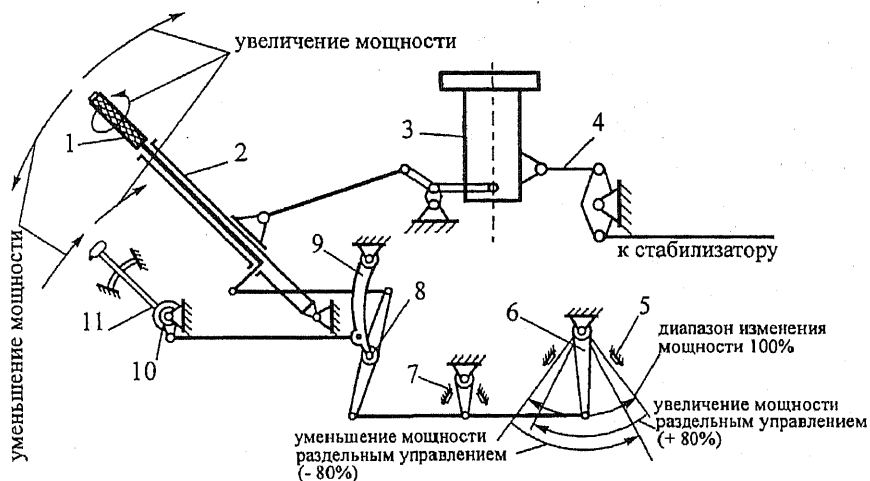


Рис. 3.11.2. Кинематическая схема независимого управления общим шагом НВ и двигателями:

- 1 — рукоятка коррекции «шаг — газ»; 2 — рычаг управления ОШ НВ;
- 3 — ползун АП; 4 — проводка управления углом установки стабилизатора;
- 5 — рычаг раздельного управления двигателя; 6 — фрикцион;
- 7 — дифференциальный механизм; 8 — ось качалки;
- 9 — упоры в системе управления; 10 — рычаг управления подачей топлива в двигатель; 11 — упоры на двигателе

Возможна и другая система автоматического регулирования частоты вращения НВ, в которой используется стабилизатор — автоматический регулятор подачи топлива, включенный в систему ручного правления «шаг-газ» через раздвижную тягу. Летчик в любой момент может вмешаться в управление. Стабилизатор может

быть выключен в случае какой-либо его неисправности. Раздвижная тяга, работающая от стабилизатора частоты вращения, автоматически становится в нейтральное положение, обеспечивая этим возможность нормального ручного управления.

Диапазон работы стабилизатора частоты вращения через раздвижную тягу может составлять до 40—50% полного хода рычага подачи топлива на двигателях. Включение стабилизатора частоты вращения в неполном диапазоне управления увеличивает безопасность при его отказе. В то же время наличие ручного управления дает возможность летчику при резких изменениях режима полета вмешаться в управление и увеличивать диапазон, необходимый стабилизатору. При отказе одного из двигателей автомат выводит работающий двигатель на увеличенную мощность вплоть до взлетной и выше — в зависимости от режима полета. При наличии стабилизатора частоты вращения рукояткой коррекции летчик не пользуется, но ее целесообразно сохранить для работы при отказе автоматики.

На вертолетах, имеющих два и более двигателей, кроме системы «шаг-газ», устанавливается система раздельного управления мощностью двигателей. Уменьшение мощности двигателей достигается перемещением рычагов вниз (от себя), увеличение — перемещением рычагов вверх (на себя). Этими рычагами пользуются, в основном, на земле при раздельном опробовании двигателей и в аварийных случаях в полете, при необходимости повторного запуска отказавшего двигателя.

Для раздельного выключения двигателей в кабине летчиков имеются рукоятки управления кранами останова, располагаемые в удобном для управления месте.

Для аварийного выключения двигателей (в случае пожара) летчик дополнительно может прекратить подачу топлива в двигатели при помощи пожарных кранов.

Для улучшения балансировочных характеристик одновинтовых вертолетов управление общим шагом НВ обычно связывают со стабилизатором 4 (см. рис. 3.11.2). Особо важное значение эта связь имеет для перехода на режимы моторного планирования и авторотации. Узел управления стабилизатором подсоединяется к ползуну АП.

Характер зависимости изменения угла установки стабилизатора от общего шага НВ показан на рис. 3.11.3.

Чтобы при изменении общего шага НВ свести к минимуму отклонение кольца АП (рис. 3.11.4, *a*), тяги 3, идущие к качалкам продольного или поперечного управления, должны быть достаточно длинными и расположенными по возможности перпендикулярно

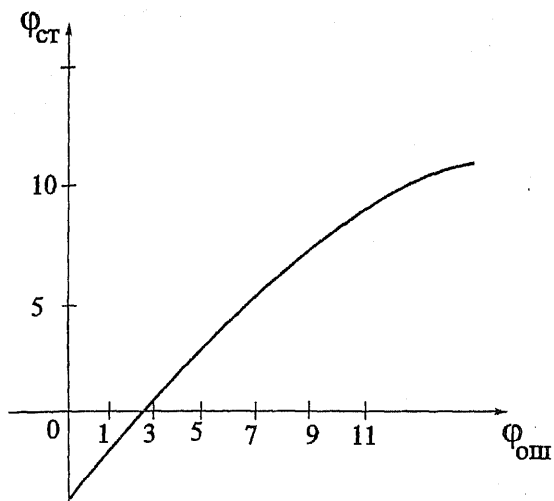


Рис. 3.11.3.
Зависимость
между общим
шагом НВ $\Phi_{\text{ош}}$
и углом установки
стабилизатора $\Phi_{\text{ст}}$
для вертолета
Ми-6

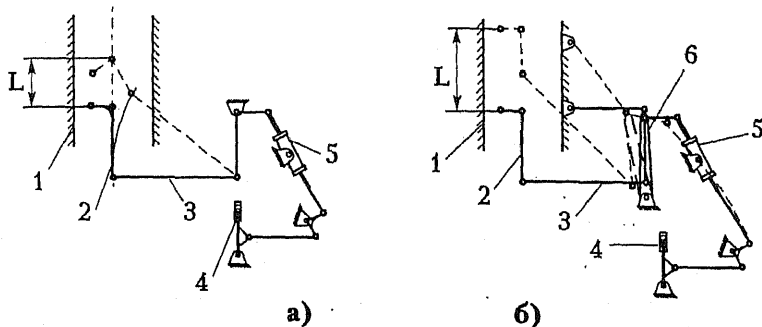


Рис. 3.11.4. Кинематические схемы управления АП, обеспечивающие независимость продольного и поперечного каналов управления от управления общим шагом НВ:

а — обычная схема:

1 — ползун АП; 2 — качалка на корпусе ползуна АП; 3 — тяга;
4 — ручка циклического управления; 5 — ГУ продольного (поперечного) управления; L — ход ползуна АП;

б — схема с применением специального кинематического устройства:
1 — ползун АП; 2 — качалка на корпусе ползуна АП; 3 — тяга;
4 — ручка циклического управления; 5 — ГУ продольного (поперечного) управления; 6 — дифференциальная качалка

направлению перемещения ползуна. Значение этой нежелательной взаимосвязи невелико. На легких вертолетах может быть применена специальная кинематика (рис. 3.11.4, б), полностью устраняющая взаимосвязь продольного и поперечного управления от общего шага. Однако применение такой схемы на тяжелых вертолетах ведет к существенному увеличению массы элементов механической проводки управления.

Кинематическая схема управления НВ может быть выполнена таким образом, что по трем каналам работают одновременно три ГУ (см. рис. 3.3.2). Подобная кинематическая схема работы ГУ управления НВ позволяет обеспечить независимость каналов управления НВ, создать оптимальную КСС АП и уменьшить требуемые усилия на штоках силовых ГУ.

3.12. ПУТЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Командным рычагом путевого управления являются педали ножного управления. ККС путевого управления определяется компоновочными соображениями.

На одновинтовом вертолете с механическим приводом НВ путевое управление осуществляется при помощи РВ, размещенного на конце хвостовой балки фюзеляжа. РВ уравнивает крутящий момент НВ и создает управляющий момент относительно вертикальной оси. Шаг РВ изменяется в больших пределах (приблизительно от -10° до $+25^\circ$). Крутящий момент НВ (определяемый значением общего шага) изменяется в зависимости от режима полета: от максимального на режиме висения и набора высоты до минимального на режиме авторотации. Следствием этого является большой диапазон балансировочных положений педалей путевого управления. На режиме висения шаг РВ близок к максимальному (особенно на большой высоте), на режиме авторотации — к минимальному, на крейсерской скорости — к нулевому.

Обычно на вертолетах силовой ГУ управления общим шагом РВ устанавливается на картере главного редуктора. В этом случае существенно увеличивается протяженность силовой проводки управления от штока силового ГУ до механизма изменения общего шага РВ. Установка силового ГУ на корпусе промежуточного редуктора тяжелого вертолета сводит к минимуму протяженность силовой части цепи управления.

На вертолетах двухвинтовых схем НВ имеют противоположное направление вращения для взаимного уравнивания крутящих моментов. Путевое управление на вертолете продольной схемы достигается дифференциальным изменением циклического шага НВ в поперечном направлении, а на вертолете поперечной схемы — дифференциальным изменением циклического шага в продольном направлении. Путевое управление вертолета соосной схемы достигается дифференциальным изменением общего шага НВ.

Педали ножного управления соединяются с механизмом загрузки и триммерным устройством по типу ручки управления циклическим шагом. Работа электромеханизма загрузки ножного управления может осуществляться нажатием носком ноги на гашетки, которые монтируются на опорных площадках педалей. Электросхема включения электромеханизма выполняется таким образом, чтобы при случайных нажатиях одновременно обеих гашеток электромеханизм не включался.

Диапазоны изменения циклического и общего шага НВ, а также шага РВ рассчитывают исходя из необходимой эффективности управления и запасов управления в полете при различных центровках и различных режимах полета. Длина рычагов управления определяется в соответствии с рекомендациями, разработанными на основании опыта проектирования и эксплуатации вертолетов.

3.13. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОВОДКИ УПРАВЛЕНИЯ

К элементам проводки относятся тяги, тросы, рычаги, секторы, качалки, ролики, подшипники и направляющие.

В зависимости от компоновочных условий, весовых, жесткостных и других факторов на вертолетах применяется один из трех основных видов механической проводки:

— жесткая, при которой сигналы передаются к управляемым поверхностям при помощи возвратно-поступательных перемещений трубчатых тяг, работающих на сжатие и растяжение;

— гибкая, при которой сигналы передаются при помощи возвратно-поступательных перемещений тросов, работающих только на растяжение. Гибкая проводка обязательно должна состоять из двух ветвей (прямой и возвратной);

— вращательная — разновидность жесткой проводки, в которой сигналы передаются реверсируемыми вращательными движениями

трубчатых тяг — валов, а отклонение исполнительных механизмов осуществляется с помощью винтовых преобразователей вращательного движения в поступательное.

Часто применяются и комбинации различных видов проводки. Как правило, это комбинация жесткой (возвратно-поступательной) и тросовой проводок.

Трение и люфты в проводке

Трение в проводке должно быть минимальным. Существенное влияние на управление оказывает также трение в распределительном золотнике ГУ. Чем меньше эта величина, тем лучше управление вертолетом.

Трение в распределительных золотниках ГУ всегда должно быть несколько меньше суммы трения и начального усилия сжатия механизма загрузки в системе управления. Если трение в золотнике превышает указанную сумму (что, например, случается при засорении плунжерной пары золотника), то происходит самопроизвольное вождение ручки управления при работе автопилота. Это мешает нормальному управлению вертолетом и устраняется, как правило, заменой ГУ.

Система управления не должна практически иметь люфтов. Это значит, что при конструировании проводки управления необходимо применять во всех шарнирных соединениях подшипники, изготовленные по повышенным классам точности, и стремиться сократить количество указанных соединений.

Сокращение этих соединений достигается применением роликовых направляющих для тяг управления, устанавливаемых на прямолинейных участках достаточно длинной механической проводки. Длина тяг при этом увеличивается без потери их устойчивости до 2 м вместо максимально возможной их длины 1,3 м, что имеет место в обычной проводке с тягами и качалками. В то же время при применении таких направляющих необходимо учитывать упругие деформации фюзеляжа вертолета во избежание заклинивания тяг управления. При подсчете люфтов шарнирных соединений исходят из того, что радиальные люфты в болтах шарниров не проявляются ввиду трения, создаваемого при их затяжке.

Подсчет люфта в шарнирах механической проводки, приведенного к рычагу управления, производится по эмпирической формуле

$$A = a n i,$$

где a — радиальный люфт в подшипнике, составляющие 0,006—0,0018 мм; n — количество шарниров; i — отношение хода рычага управления к среднему рабочему ходу.

Люфт A невелик. Существенно больше в проводке управления упругие деформации нелинейного характера. Определение этих деформаций расчетным путем затруднительно, при усилии на ручке до 30 Н они составляют 3,5—5 мм.

Некоторый свободный ход на ручке управления образуется также за счет зоны нечувствительности золотников ГУ. Это необходимо учитывать при конструировании элементов механической проводки управления и выборе рабочих ходов ГУ. Передаточное отношение в системе необратимого бустерного управления выбирают так, чтобы свободный ход не превышал 3 мм.

При большом количестве шарниров в проводке целесообразно увеличивать рабочий ход управления, чтобы удельное значение люфтов и упругих деформаций в ней было меньше. Кроме этого, в системе необратимого бустерного управления необходимо производить весовую балансировку проводки. Ручка управления, хотя и центрируется загрузочными пружинами в любом ее положении, должна быть освобождена от моментов, возникающих от неуравновешенных элементов механической проводки.

Характеристика загрузочного механизма

При необратимом бустерном управлении усилия на рычагах управления отсутствуют. Загрузка ручки управления циклическим шагом и педалей ножного управления осуществляется специальными пружинами с так называемым триммерным устройством. Это устройство позволяет изменять величину усилия на ручке и педали управления по желанию летчика (рис. 3.13.1). Применяется также система автотриммирования, в состав которой входят электромеханизмы или электромагнитные тормозные муфты. В режиме «автотриммирования» снятие нагрузок с ручки осуществляется одновременно по тангажу и крену нажатием одной кнопки на ручке управления.

Выбор характеристик загрузочного механизма ручки или педалей управления в большой степени определяется уровнем трения в системе управления. Трение на ручке управления зависит в основном от усилия, потребного для перемещения золотника ГУ. В случае применения на вертолете дифференциально включенных рулевых машин автопилота требования к градиенту усилия должны быть иными.

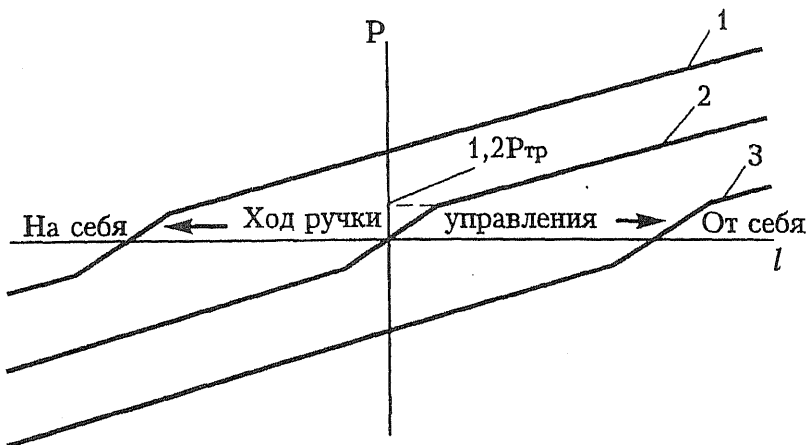


Рис. 3.13.1. Типичный график усилия, создаваемого пружинным механизмом на ручке управления при ее отклонении:
 P — усилие на ручке управления; l — триммер в заднем положении;
 2 — триммер в нейтральном положении;
 3 — триммер в крайнем переднем положении

При работе рулевой машины отклоняться должен только золотник ГУ, а не ручка управления. Поэтому суммарное усилие трения P_{τ} в проводке управления до рулевой машины и усилие страгивания загрузочного механизма P_0 должно превышать усилие на золотнике ГУ. Исходя из этого условия, характеристика загрузочного механизма должна иметь «ступеньку» — предварительный натяг.

Величина ступеньки P_0 выбирается так, чтобы она превышала уровень трения в золотнике с некоторым запасом, зависящим от гидродинамических усилий на золотнике. Ориентировочно P_0 , приведенная к ручке управления, составляет 12—20 Н для продольного управления и 9—15 Н для поперечного.

На вертолетах с необратимыми ГУ в системе управления, где усилия на ручке P при ее отклонении создаются только от загрузочных механизмов, можно существенно уменьшить зону нецентрируемости за счет создания большого градиента загрузки P_0 на малом участке хода у нейтрального положения ручки и меньшего — на остальном ходе.

Ширина зоны принимается из расчета, что «излом» характеристики происходит в точке $P_0 = 1,2 P_T$. Максимально допустимые величины зоны нецентрируемости для продольного и поперечного управления могут быть приняты на основании статистических данных по эксплуатации вертолетов различных классов. Для средних и тяжелых вертолетов разброс значений этих зон объясняется чрезмерно большим усилием на золотнике ГУ тяжелых вертолетов. При снижении усилий на золотнике путем применения двухкаскадного золотникового устройства или двухкаскадной системы управления данные значения могут быть приняты одинаковыми для этих классов вертолетов.

Вертолеты, способные летать в аварийном случае без ГУ, должны иметь более сильные загрузочные пружины.

В ряде случаев вместо загрузки педалей путевого управления пружинными механизмами системой автотриммирования их загружают установленным в систему управления специальным гидравлическим демпфером. Это позволяет решить две задачи.

1. Демпфер обеспечивает стабилизацию скорости автоматического перемещения педалей при работе от сигналов автопилота (т.н. режим «перегонки»). «Перегонка» происходит в том случае, когда под действием сигналов в канале автопилота перемещение штока рулевой машины в крайнее положение относительно цилиндра автопилота недостаточно. Под действием упоров размыкается механическая связь между движением штока рулевой машины и распределительного золотника. При этом золотник остается приоткрытым, обеспечивая движение исполнительного штока вместе с головкой рулевого агрегата и педалей до тех пор, пока изменение курса вертолета не приостановит подачу сигнала в автопилот. Педали окажутся отклоненными в новое положение, соответствующее балансирующему отклонению для данного режима полета.

«Перегонка» педалей происходит с малой стабильной скоростью, которая обеспечивается специально профилированным распределительным золотником либо применением демпфера на педали. На корпусе головки рулевого агрегата устанавливаются концевые выключатели, предназначенные для выключения электромагнитной муфты пружинной загрузки педалей в момент начала режима «перегонки». Концевые выключатели срабатывают при нажатии их упорами.

В целях обеспечения безопасности при отказах автопилота рулевой агрегат позволяет летчику и в режиме «перегонки» переместить педали в нужном направлении, т.е. «пересилить» действие

автопилота. Это происходит за счет предварительно сжатой пружины в установке упоров. При «пересиливании» летчик должен приложить к педали усилие, при котором пружина упора обожмется и рычаг педали переместит распределительный золотник в положение, соответствующее движению педалей.

2. Гидравлический демпфер предотвращает слишком резкие перемещения педалей летчиком при переходных режимах полета. Предупреждением не оправданного необходимо при нормальном пилотировании вертолета резкого перемещения педалей является возрастание усилия на ноге летчика и загорание сигнальной лампочки. В то же время в аварийной ситуации, например, на режиме авторотации, летчик может достаточно быстро переместить педали, преодолевая порог срабатывания перегрузочного клапана ограничения усилий демпфера.

Ограничивая скорость перемещения педалей, а следовательно, и скорость изменения тяги РВ, можно значительно уменьшить переменную часть усилий, действующих на трансмиссию рулевого винта.

Для предохранения педалей от заклинивания при каком-либо заедании гидро-демпера имеется возможность его выключения.

Это достигается снятием давления в линии подачи и срабатыванием клапана кольцевания. Величина трения по штоку демпера выбирается таким образом, чтобы обеспечивалась работа дифференциально включенного автопилота при неподвижных педалях.

На рис. 3.13.2 показана зависимость усилий на педалях от времени их перекадки, полученная при установке на вертолете Ми-6 подобного демпера. Из этой зависимости следует, что усилия на педалях на крейсерском режиме полета невелики и не мешают пилотированию.

При необратимом бустерном управлении на оси вращения рычага общего шага уста-

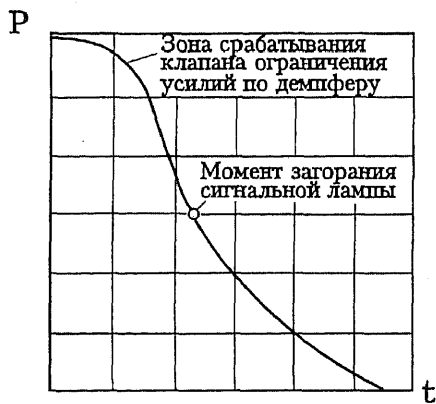


Рис. 3.13.2. Зависимость усилий на педалях вертолета Ми-6 от времени их перекадки при установке в цепи управления гидравлического демпера:

P — усилие на педалях;
 t — время перекадки педалей

навливается специальное фрикционное устройство с механическим или гидравлическим растормаживанием, позволяющее летчику устанавливать и фиксировать рычаг в любом положении.

Для фрикциона необходимо, чтобы при его растормаживании на оси вращения рычага управления оставалось некоторое трение, которое в сумме с трением в проводке превышало бы примерно в два раза величину трения распределительного золотника ГУ. Нарушение этого условия приводит к вождению и «подергиванию» рычага общего шага при его смещении.

Жесткая проводка

Для каждой проводки в зависимости от передаваемых усилий существует оптимальная длина тяг на прямых участках, при которой масса проводки получается наименьшей (обычно это длина порядка 1200—1500 мм).

При отклонении командного рычага от нейтрального положения может возникнуть нежелательная нелинейность и изменение передаточных чисел в проводке. Для предупреждения этого необходимо стремиться, чтобы углы в нейтральном положении между осями рычагов, качалок и подсоединяющихся к ним тяг были равными 90° , а величины плеч рычагов выбирать так, чтобы их отклонения не превышали $\pm 30\text{--}35^\circ$.

Тяги, расположенные между вращающейся тарелкой АП и рычагом осевого шарнира (ОШ) каждой лопасти, должны быть регулируемы.

Для компенсации линейных деформаций конструкции вертолета в жесткой проводке применяются компенсационные качалки и механизмы, а в тросовой — механизмы регулирования натяжения тросов. Для уравнивания наклонных тяг управления устанавливаются противовесы.

Выбор типа соединительных элементов (проводки) зависит в основном от ее протяженности. На вертолетах, у которых расстояние от рычагов управления в кабине до ГУ невелико, механическую проводку целесообразно выполнять жесткой, т.е. с применением тяг и качалок.

Опыт конструирования показывает, что жесткую проводку до необратимого ГУ длиной выше 15 м и с количеством шарниров более 40 делать нецелесообразно. В такой длинной проводке на ручке управления ощущается чрезмерное трение, превышающее 20—30 Н, возникают недопустимые люфты и упругие деформации.

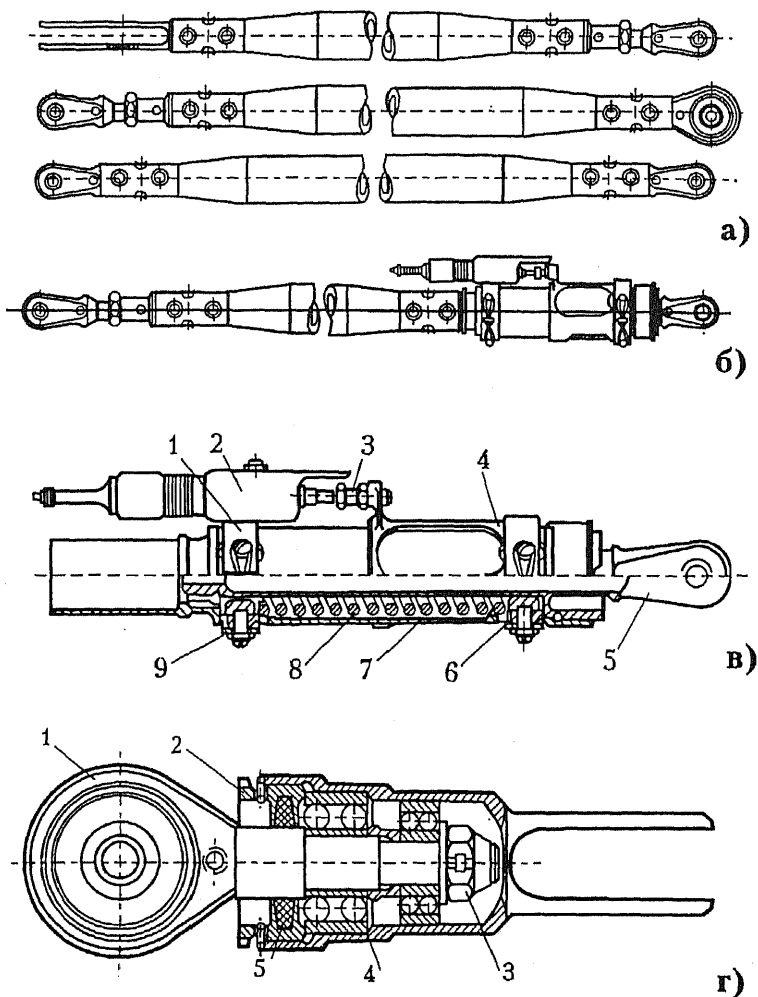


Рис. 3.13.3. Жесткие тросы системы управления и их элементы:

а — основные типы тросов;

б — тросы с пружинными устройствами и концевым выключателем;

в — пружинный наконечник с концевым выключателем:

1 — кронштейн; 2 — концевой выключатель; 3 — регулировочный болт;

4 — кронштейн; 5 — наконечник; 6, 9 — упоры; 7 — корпус; 8 — пружина;

г — шарнирное звено:

1 — ушко с хвостиком; 2, 3 — гайки; 4 — шарикоподшипники;

5 — уплотнение

Для исключения заедания в шарнирах соединительных тяг с качалками при их монтаже и при деформации каркаса вертолета от нагружения в полете между вилкой и ухом соединения предусматривается зазор, а в ухо наконечника тяги устанавливается самоориентирующийся подшипник.

Тяги механической проводки (рис. 3.13.3) выполняются из труб алюминиевого сплава с обжатыми концами, в которые ввертываются наконечники. Жесткие тяги перемещаются в направляющих роликах или подвешиваются на качалках (рис. 3.13.4). Кронштейны направляющих роликов и качалок изготавливаются из магниевых сплавов литьем или штамповкой. Типы качалок и конст-

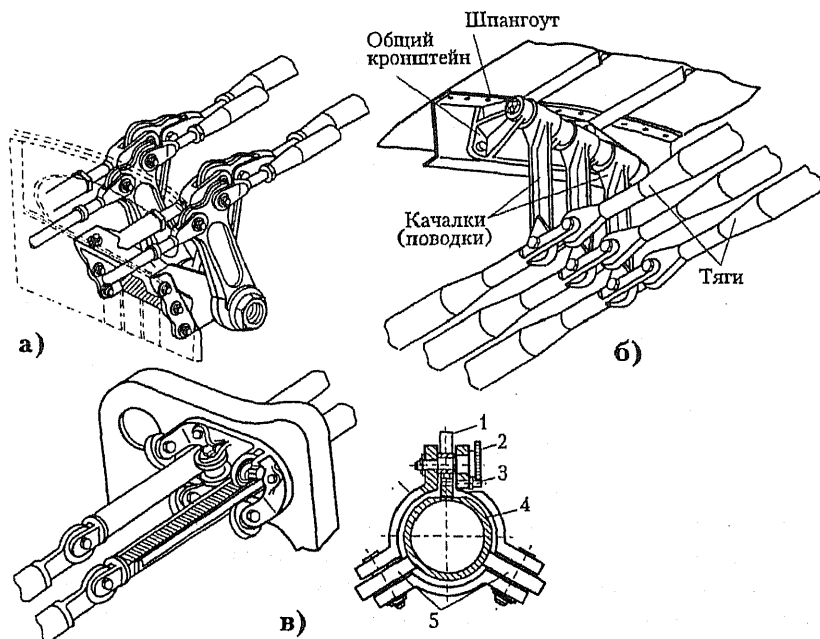


Рис. 3.13.4. Поддерживающие элементы жесткой проводки с поступательным движением тяг:

а — соединение тяг на двойных проушинах поддерживающих качалок (поводков); б — соединение тяг на двойных наконечниках, поводки — с одинаковыми проушинами; в — роликовые направляющие; справа показано сечение по одной тяге и разрез верхнего ролика, обеспечивающего регулировку узла:

1 — ролик; 2 — эксцентриковый валик-регулятор; 3 — стопор;
4 — тяга; 5 — нижние нерегулируемые ролики

рукция подшипниковых узлов приведена на (рис. 3.13.5). Качалки управления выполняются штампованными из магниевых и алюминиевых сплавов. В пожароопасных отсеках, а также в силовой части проводки управления тяги выполняются сварными из стали.

Тяги должны иметь минимальную массу и при сжатии не терять устойчивость (общую и местную). При общей потере устойчивости, в пределах применимости формулы Эйлера, критическое напряжение определяется выражением

$$\sigma_{\text{кр.о}} = \frac{1,2 E D^2}{l^2},$$

где E — модуль упругости; D — внешний диаметр трубы; l — длина тяги.

Рассмотрим работу на продольный изгиб двух труб равной массы, но разных диаметров и толщин стенки. Для повышения $\sigma_{\text{кр.о}}$ увеличивают диаметр, уменьшая толщину трубы. Однако при этом в тонкой стенке может возникнуть местная потеря устойчивости:

$$\sigma_{\text{кр.м}} = \frac{0,9 k E \delta^2}{D^2},$$

где k — коэффициент, зависящий от формы и геометрии сечения тяги (берется по справочнику); δ — толщина стенки трубы.

Учитывая общую и местную потери устойчивости, размеры сечения тяги выбираются из условия

$$\sigma_{\text{кр.о}} = \sigma_{\text{кр.м}} = \sigma_{\text{кр.з}}.$$

Внешние периодические силы могут вызвать в тягах управления вынужденные колебания. Формы (тона) колебаний шарнирной закрепленной тяги проводки управления бывают гармоническими, затухающими и возрастающими. При совпадении частот вынужденных и собственных колебаний возникает резонанс, который может вызвать обрыв тяг. Вынужденные колебания, таким образом, определяют динамическую прочность тяги. Для устранения вибрации необходимо собственную частоту колебаний тяг подбирать возможно дальше от частот возмущающих сил. Собственная частота колебаний тяги с шарнирно опертыми концами при осевой нагрузке определяется по формуле

$$v = \frac{94,2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{1 + \frac{P}{P_0}}$$

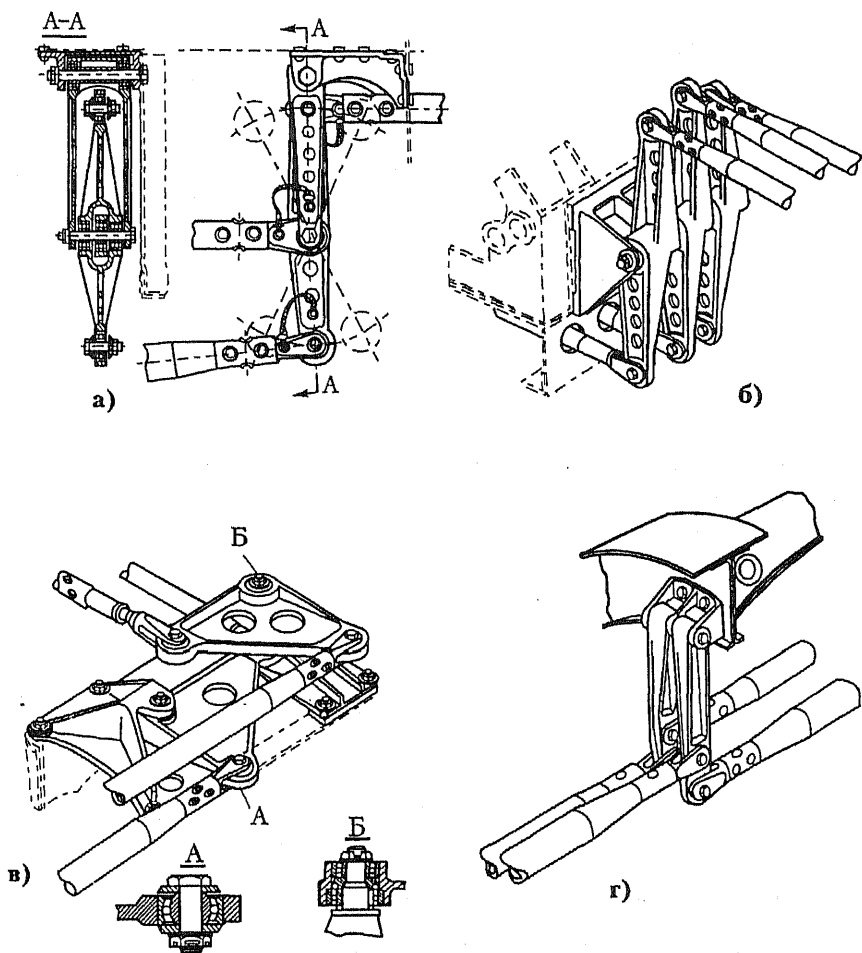


Рис. 3.14.5. Установка качалок и присоединение к ним тяг:
 а — дифференциальный узел;
 б — установка качалок ручного управления в редукторном отсеке;
 в — типовая установка качалок в хвостовой балке;
 А — шарнирная опора тяги с самоустанавливающимся подшипником;
 Б — шарнирная опора с двумя радиальными подшипниками;
 г — шарнирная опора тяг

где EI — жесткость тяги на изгиб; m — погонная масса тяги; P — осевое усилие в тяге (сжатие, растяжение); P_0 — критическая сила сжатия тяги. Как видно из формулы, при сжатии ($-P$) собственная частота тяги уменьшается, а эффективным способом ее повышения является уменьшение длины тяги.

Необходимо, чтобы собственная частота колебаний всех тяг проводки управления на эксплуатационном режиме работы двигателя не была равна n_0 и $2n_0$, а отличалась бы от них примерно на ± 300 — 400 об/мин. (Здесь n_0 — частота вращения турбины двигателя (винта) на эксплуатационном режиме.)

Тросовая проводка

Силовая тросовая проводка (рис. 3.13.6) от ГУ применяется в различных каналах управления. Как правило, она дублирована, что повышает надежность управления и жесткость проводки. Тросовая проводка с большими ходами проще, имеет меньшую массу и габариты, чем жесткая с тягами и качалками. В качестве исполнительных механизмов используются самотормозящиеся винтовые пары, располагаемые непосредственно у РВ и стабилизатора. Эти пары исключают нагружение тросовой проводки знакопеременными усилиями. Кроме того, они обеспечивают надежное фиксирование лопастей винта и стабилизатора в заданном положении. Это облегчает решение задач, связанных с флаттером.

Повысить жесткость проводки управления без увеличения массы ее конструкции можно путем применения тросовой проводки с сильно увеличенными ходами — 1000 мм и более. При этом соответственно уменьшается нагрузка на проводку.

Жесткость проводки определяется из отношения $k = \frac{\Delta P}{\Delta x}$ (где ΔP — усилие на рычаге управления; Δx — перемещение рычага управления под действием усилия ΔP в результате деформации проводки). Величина жесткости определяется только для послебустерной проводки в соответствии с коэффициентом передачи, приведенной к рычагу управления. Ненагруженная проводка до ГУ считается абсолютно жесткой.

Рассмотрим методику определения основных параметров тросовой проводки с большими ходами на участке за силовым ГУ.

Диаметр троса и величина хода определяются требованиями статической прочности и жесткости проводки. В основной системе

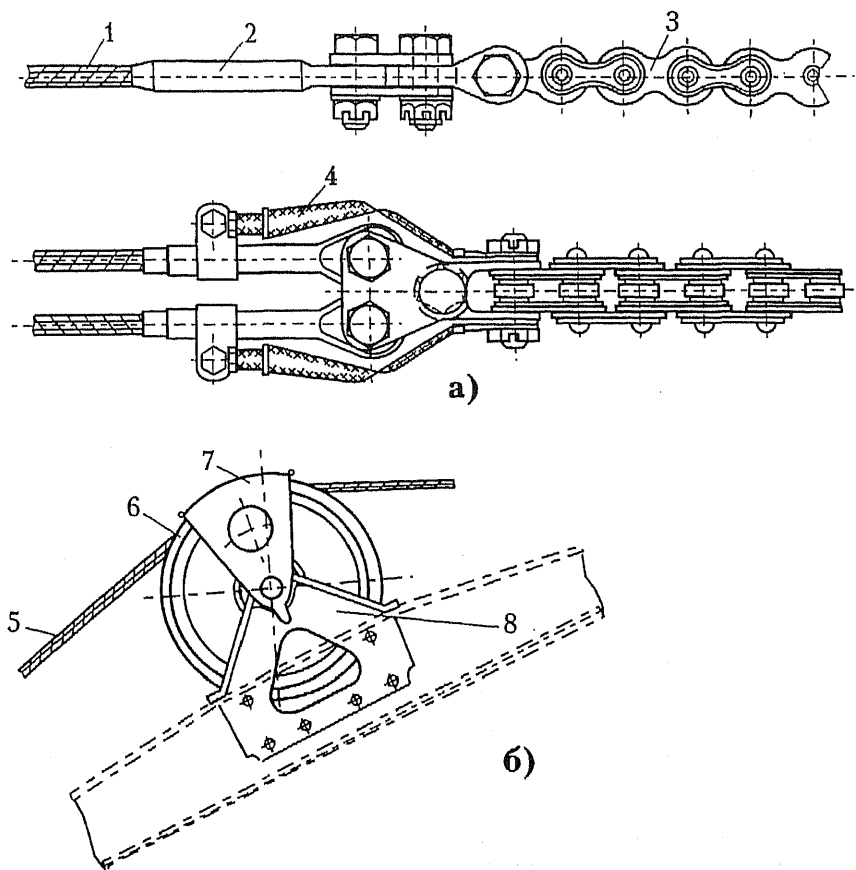


Рис. 3.13.6. Конструктивные элементы тросовой проводки:
 а — соединение тросов с втулочно-роlikовой цепью;
 б — роlikовая направляющая тросовой проводки:
 1, 5 — тросы; 2 — наконечник; 3 — втулочно-роlikовая цепь;
 4 — металлизация; 6 — текстолитовые ролики; 7 — ограничитель;
 8 — кронштейн

управления используются тросы диаметром более 3 мм, а конструкция предусматривает защитное устройство предотвращения от соскальзывания или смещения тросов.

Трубчатая направляющая не должна вызывать изменение направления троса более чем на 3°. В состав системы управления следует также включить средства для визуального осмотра каж-

дой трубчатой направляющей, ролика, зажима или тандера. Согласно нормам прочности расчетное усилие для проводки на участке за ГУ $P_{\text{расч.пр}} = 1,5 P_{\text{гидр}}$, отсюда расчетное усилие по тросу $P_{\text{расч.тр}} = \varphi P_{\text{расч.пр}}$ (φ — коэффициент передачи от ГУ к тросовой проводке). Жесткость проводки оценивается при эксплуатационной нагрузке.

Для повышения надежности тросовую проводку делают дублированной. При этом статическая прочность определяется по одному тросу, а оценку жесткости проводят по обоим. Суммарное усилие в тросах при действии эксплуатационных нагрузок

$$P_{\text{тр}} = P_0 + P_{\text{э}} + P_{\text{д}},$$

где P_0 — усилие предварительного натяжения тросов, предотвращающее провисание при действии эксплуатационных нагрузок; $P_{\text{э}}$ — усилие в тросах при действии эксплуатационной нагрузки; $P_{\text{д}}$ — усилие в тросах, возникающее при деформации фюзеляжа в случае, когда расположение проводки не совпадает с осью жесткости фюзеляжа.

Обычно фюзеляж вертолета и тросы сделаны из различных материалов, поэтому на предварительное натяжение троса оказывает влияние изменение температуры. Учитывая это обстоятельство, P_0 следует выбирать при максимально допустимых отрицательных температурах.

Для того чтобы при положительных температурах конструкции натяжение тросов не было слишком большим для вертолетов как невысоких ЛА, можно рекомендовать сезонную регулировку натяжения тросов (для летнего и зимнего периодов). В этом случае максимальный перепад температур не будет превышать 60°C , а изменение натяжения троса определится по формуле

$$\Delta P = (\alpha_{\text{ф}} - \alpha_{\text{тр}}) \Delta t EF,$$

где $\alpha_{\text{ф}}$ и $\alpha_{\text{тр}}$ — коэффициенты линейного расширения материала фюзеляжа и троса соответственно; Δt — изменение температуры; F — площадь сечения троса; E — модуль упругости троса.

В пределах $P_{\text{э}} \leq 2 P_0$ при передаче усилия работают оба троса, и, таким образом, усилие в тросе при одинарной проводке при действии эксплуатационных нагрузок

$$P_3 = \varphi M_{\text{ш}} = \frac{\Theta M_{\text{ш}}}{57,3 \cdot 2 \delta_0},$$

где $M_{\text{ш}}$ — шарнирный момент; φ — коэффициент передачи от органа управления к проводке; Θ — угол отклонения органа управления; δ_0 — полный ход троса.

При проверке суммарного натяжения троса, которое с учетом коэффициента безопасности не должно превышать расчетного усилия, следует определять и усилие в тросе, возникающее при деформации фюзеляжа.

При определении жесткости проводки следует учитывать, что кроме упругих деформаций собственно тросов существуют упругие деформации узлов преобразователей и узлов роликов.

Деформация троса определяется из формулы $\delta = \frac{P_{\text{тр}} L}{EF}$ (где L — длина троса). Определение величины деформации преобразователей и остальных узлов тросовой проводки часто вызывает большие затруднения. Поэтому при оценке жесткости проводки на этапе проектирования с достаточной точностью эту часть деформации можно принять равной $1,5\delta$.

Общая рекомендация по проектированию элементов проводки может быть сформулирована следующим образом:

— необходимо стремиться заменить элементы, работающие на изгиб и кручение, элементами, воспринимающими только продольные силы (рис. 3.13.7). Особенно следует избегать передачи движения с помощью качалок (или секторов), соединенных длинными валами, работающими на кручение. Кроме того, необходимо обращать особое внимание на обеспечение жесткости крепления проводки и конструкции вертолета — от этого в значительной степени зависит общая жесткость проводки.

Трение в проводке ухудшает ее частотные характеристики и характеристики управляемости. При большом трении в проводке, вызывающем необходимость приложения к рычагам управления достаточно больших сил для их страгивания, управление вертолетом может стать невозможным. Поэтому в общих технических требованиях к вертолету, в зависимости от их типа, оговариваются максимально допустимые силы трения в проводке, приведенные к рычагам управления.

Применение комбинированных видов проводки объясняется стремлением конструкторов максимально использовать преимуще-

ства каждого из видов, по мере возможности избавляясь от недостатков каждого. Так, например, бесспорным преимуществом жесткой проводки с поступательным движением тяг по сравнению с тросовой проводкой является простота в эксплуатации и меньшее трение при многократных изменениях направления движения на качалках. В то же время тросовая проводка на прямых участках получается легче и занимает меньше места, облегчая ее компоновку. Тросовая проводка проще дублируется. Поэтому часто применяется жесткая проводка в местах, где по условиям обеспечения кинематических связей между элементами системы управления и компоновки их на вертолете необходимы многочисленные соединения и изменения направления трассы проводки (например, в кабинах пилотов). Длинные прямые участки без изменения направления часто выполняются при помощи тросовой проводки.

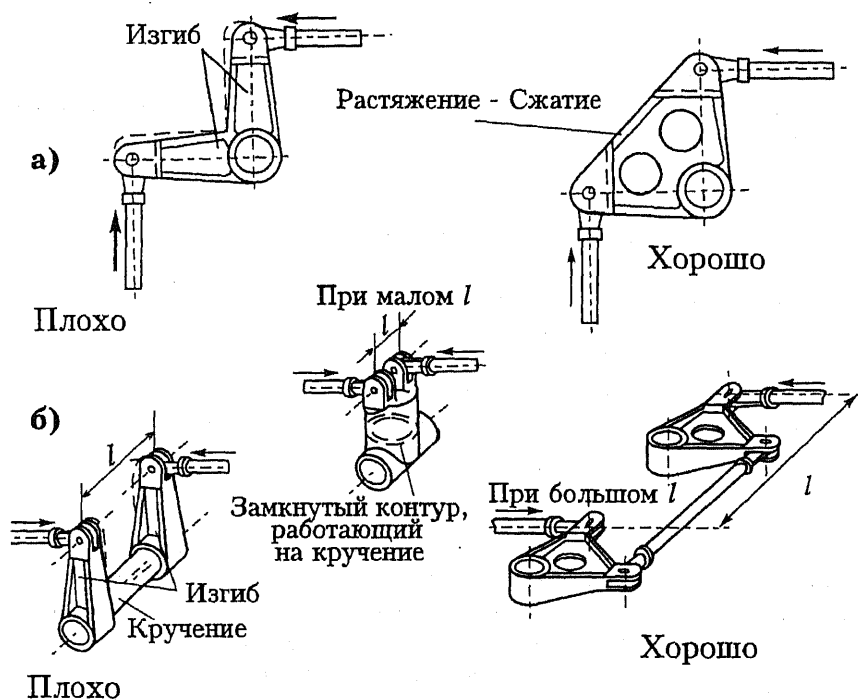


Рис. 3.13.7. Некоторые рекомендации по увеличению жесткости элементов проводки:

а — плоские качалки; б — пространственные качалки

Винтовые механизмы в системе механического управления

Винтовые механизмы служат для преобразования вращательного движения в поступательное. Они состоят из винта и гайки, при взаимном перемещении которых возникает трение скольжения (винтовые механизмы, рис. 3.13,8) или трение качения (шарико-винтовые механизмы, рис. 3.13.9).

Ведущее звено в таких механизмах вращается, а ведомое совершает поступательное движение. В винтовых передачах в основном применяют трапецеидальную и упорную резьбу с малым углом профиля. Параметры резьбы определяются значениями нагрузок и перемещений выходного звена. Работоспособность винтовых передач определяется из условий обеспечения минимального износа сопряженных поверхностей резьб гайки и винта:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{F} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $\sigma_{\text{см}}$ — напряжение смятия; P — осевое усилие в резьбе; F — площадь поверхности смятия резьбы.

Винты изготавливаются из высокопрочных сталей с последующей химико-термической обработкой, гайки — бронзовые. Для пары трения «сталь-бронза» $[\sigma_{\text{см}}] = 12-20$ МПа.

Винтовые передачи работают в сложноподвижном состоянии. Их работоспособность определяют не только из условия прочности, но из условия устойчивости при осевом сжатии силой P .

Шариковые механизмы по сравнению с винтовыми обладают более высокими точностью, жесткостью, КПД, выдерживают большие скорости и нагрузки, подвержены меньшему износу и потерям на трение. Трение качения в шариковинтовых механизмах создается при движении стальных шариков, размещенных между винтом и гайкой в специальных высокоточных канавках с замкнутым контуром в обводном канале (А—А). Винт и гайки выполняются из легированной стали и заключаются в гильзе из алюминиевого сплава. Следует отметить, что шариковые механизмы имеют большую массу и габаритные размеры, чем винтовые механизмы. Это в некоторых случаях ограничивает их применение в механизмах управления.

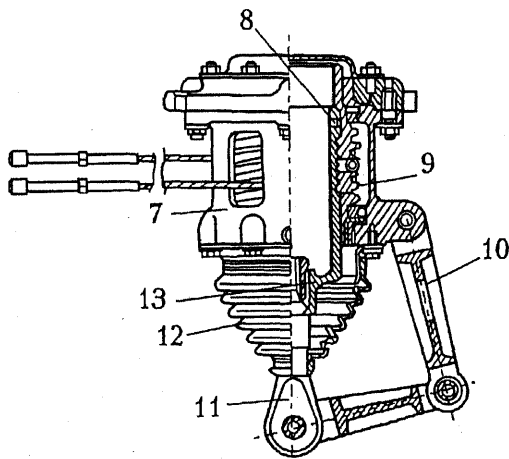
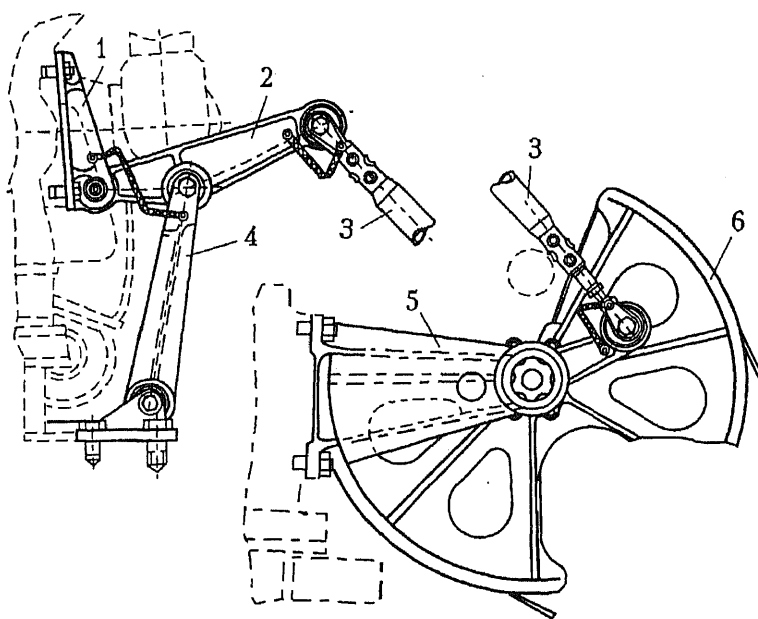


Рис. 3.13.8. ККС узлов управления стабилизатором:

1, 5 — кронштейн; 2 — качалка; 3 — тяга, соединенная с рычагом сектора;
 4 — шатун; 6 — сектор; 7 — корпус винтового механизма; 8 — винт;
 9 — барабан; 10 — шлиц-шарнир; 11 — вилка; 12 — чехол; 13 — шпонка

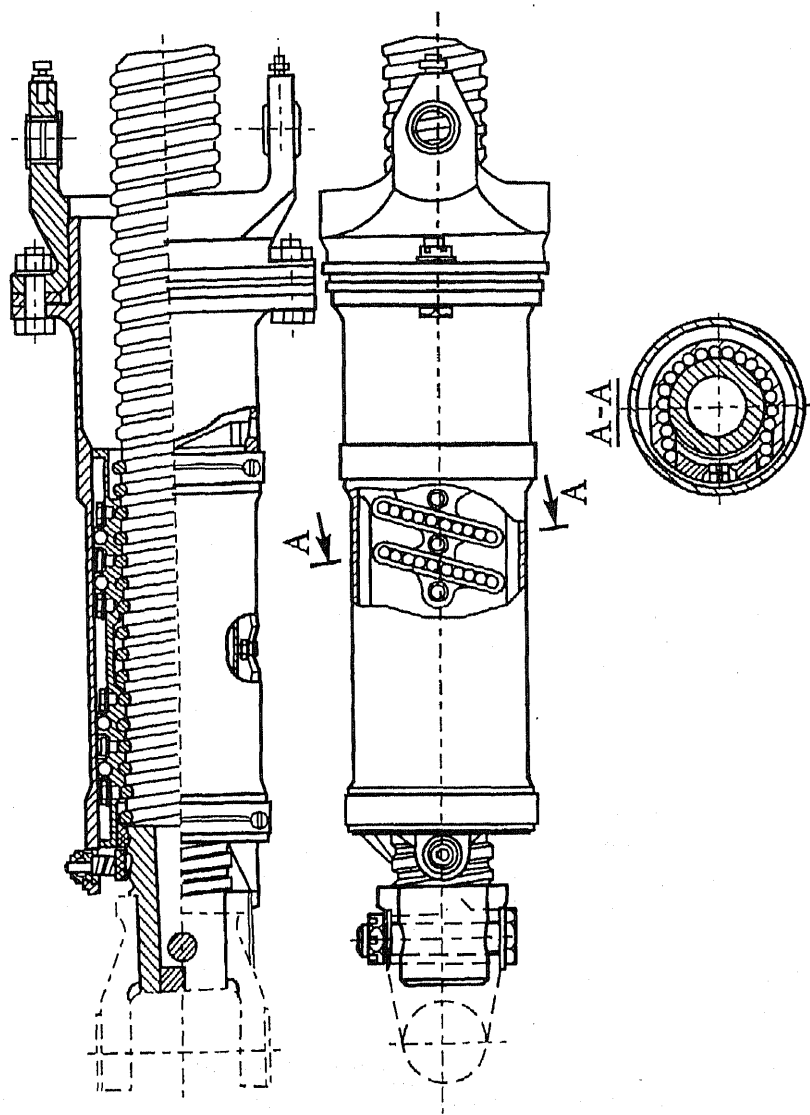


Рис. 3.13.9. ККС шарико-винтового механизма

Выбор подшипников шарнирных узлов управления

Подшипники шарниров проводки управления работают при качательном движении. Их долговечность определяет местный износ дорожек качения, получивший название «ложное бринеллирование».

В тягах управления применяются шарикоподшипники легкой серии закрытого типа, заправленные консистентной смазкой на весь срок работы подшипника. Допускаемые нагрузки на подшипники механизмов управления, для которых суммарное число качаний не превышает 100 000, а амплитуда качаний равна 20° и более, определяются по эмпирической формуле

$$P_{\text{доп}} = \alpha_{\text{доп}} z d_{\text{ш}}^2,$$

где $\alpha_{\text{доп}}$ — коэффициент, зависящий от типа подшипника, смазки, числа качаний, внутреннего диаметра подшипника; z — число шарикоподшипников; $d_{\text{ш}}$ — диаметр шарика. Подшипники выбирают по каталогам-справочникам.

Могут применяться сферические самоориентирующиеся подшипники скольжения. К материалу подшипников скольжения предъявляются следующие требования: минимальные коэффициенты трения и износ материалов в пусковом и установившемся режимах; высокие теплостойкость и теплопроводность; минимальный коэффициент линейного расширения; высокая стабильность свойств; технологичность и экономичность. В подшипниках скольжения механизмов управления используют бронзу, фторопласт и композиционные материалы.

Сила трения определяется по формуле $P = fN$, где f — коэффициент трения металлополимерной пары; N — нормальная сила давления на подшипник. Коэффициент трения зависит от температуры. Так, например, коэффициент трения подшипника скольжения с применением материала ФГ-20 при $t = -40^\circ \text{C}$ при страгивании $f_{\text{с}} = 0,18$ при движении $f_{\text{д}} = 0,13$; при $t = +15^\circ \text{C}$ и $f_{\text{с}} = 0,09$ и $f_{\text{д}} = 0,05$.

Прогноз долговечности конкретного подшипника необходимо проводить с учетом многообразия действующих на него факторов и всей сложности их взаимодействия (вид смазки, нагрузки, частоты вращения, способ установки подшипника, критерий отказа и другие факторы).

Нагрузки на АП носят динамический характер. При таком сложном характере нагружения любые рекомендации по расчеты подшипников шарниров АП неизбежно будут весьма условными. Тем не менее некоторые из них помогают конструкторам ориентироваться в вопросах подбора подшипников для этих ответственных агрегатов.

Допускаемые нагрузки на подшипники шарниров АП и непосредственно связанных с ним элементов управления обычно определяются экспериментальным путем. Для этого на специальных стендах, позволяющих создавать все виды усилий, действующих на АП в полете, производят длительные испытания.

Обеспечение работоспособности подшипниковых узлов в механизмах управления

Применяются четыре типа заделки подшипников в корпус: тип *А* — заделка сплошной завальцовкой путем обкатывания шариками или роликами без проточек в корпусе (рис. 3.13.10, *а*); тип *Б* — заделка сплошной завальцовкой путем обкатывания шариками или роликами по специальной проточке в корпусе (рис. 3.13.10, *б*); тип *В* — заделка без проточек путем обжатия пуансоном (рис. 3.13.10, *в*); тип *Г* — заделка пружинными стопорными кольцами (рис. 3.13.10, *г*).

Заделку по типу *А* применяют для корпусов из материалов с пределами прочности при растяжении не более 600 МПа, по типу *Б* — от 600 до 1300 МПа. Заделка типа *В* рекомендуется для корпусов из материалов с пределом прочности при растяжении до 1300 МПа и не рекомендуется для корпусов из цветных металлов с относительным удлинением менее 4%. Заделку типа *Г* применяют для узлов с периодически демонтируемыми подшипниками и для корпусов из материалов с предельной прочностью при растяжении свыше 1300 МПа.

Для исключения заедания в подшипниковом узле механизма управления применяются самоориентирующиеся подшипники. Ширина вилки подшипникового узла выбирается таким образом, чтобы при повороте проушины на угол $\pm 5^\circ$ исключалось ее соприкосновение с внутренними поверхностями вилки. Необходимый зазор создается шайбами или внутренним кольцом подшипника.

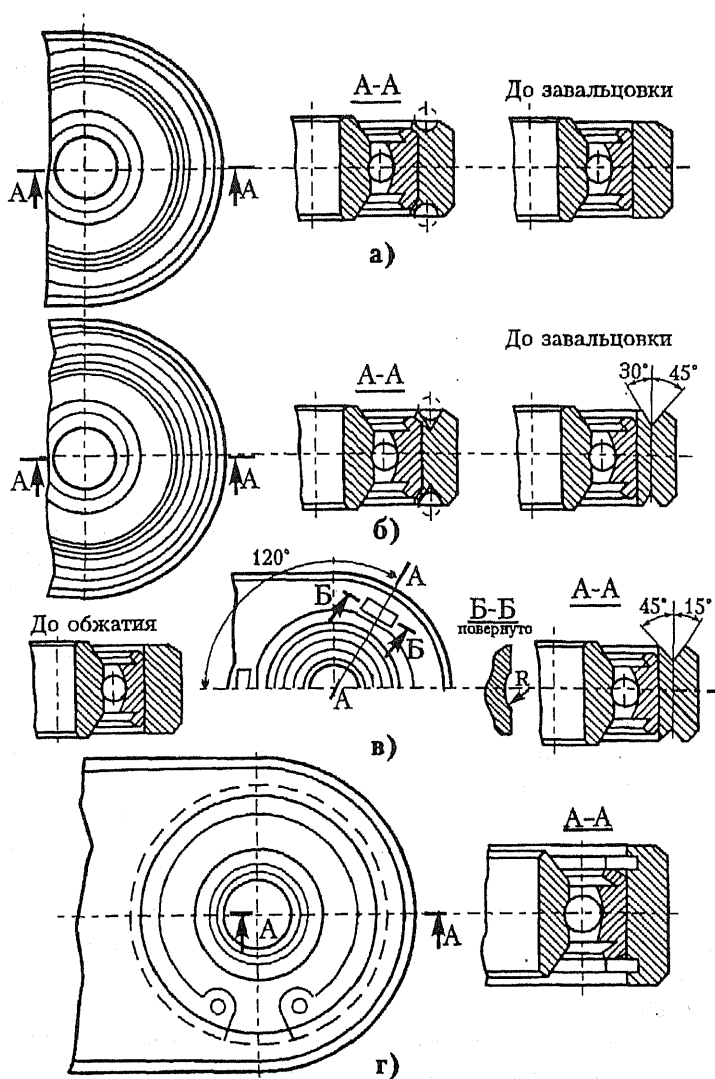


Рис. 3.13.10. Типы заделки подшипников в узлы механизмов управления:
 а — заделка сплошной заваляцовкой путем обкатывания шариками или роликами без проточек в корпусе;
 б — заделка сплошной заваляцовкой путем обкатывания шариками или роликами по специальной проточке в корпусе;
 в — заделка без проточек путем обжатия пуансоном;
 г — заделка пружинными стопорными кольцами

Глава 4. ТРАНСМИССИЯ ВЕРТОЛЕТА

Трансмиссия вертолета — это конструктивная совокупность элементов (агрегатов) кинематической связи маршевых (основных) двигателей с несущим (или ненесущим) винтом и другими потребителями мощности, включающая в себя агрегаты и системы, необходимые для обслуживания самой трансмиссии, а также приводы других потребителей мощности.

Состав трансмиссии:

- главный и промежуточный редукторы;
- редуктор РВ;
- соединительные и синхронизирующие валы с муфтами (эластичными, карданными, шлицевыми и др.) и их опоры;
- вентиляторы системы охлаждения масла;
- муфты свободного хода (МСХ);
- тормоз НВ.

4.1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Трансмиссия вместе с ее системами и установленными на ней агрегатами должна быть спроектирована и изготовлена так, чтобы в ожидаемых условиях эксплуатации в течение ресурса, сроков службы ее критические отказы (приводящие к катастрофической ситуации) на час полета оценивались в соответствии с предъявляемыми требованиями.

При отказе одного или большего числа двигателей (для вертолета с числом двигателей больше одного) мощность от работающих двигателей должна передаваться на винты и другие устройства, обеспечивающие продолжение полета и управление вертолетом. При отказе всех двигателей должно поддерживаться нормальное функционирование винтов на режиме авторотации и работа других устройств, необходимых для управления при снижении и посадке вертолета. Трансмиссия снабжается устройствами для автоматического отключения от нее любого двигателя в случае его выключения или отказа (например, с использованием МСХ).

Компоновка трансмиссии должна обеспечивать возможность ее обслуживания и замены деталей в соответствии с руководствами по технической эксплуатации и обслуживанию.

Для устранения разности электрических потенциалов между основными элементами трансмиссии и связанными с ними элементами вертолета должно быть обеспечено, где возможно, соединение

этих элементов в общую массу непосредственным контактом или перемычками металлизации. Вспомогательные агрегаты должны, как правило, иметь «слабое звено» для защиты узлов трансмиссии от воздействия чрезмерного крутящего момента. «Слабое звено» конструируется так, чтобы в случае разрушения его обломки не вызывали повреждения других узлов трансмиссии или других приводов систем вертолета. Допускается размещать «слабое звено» в приводе от трансмиссии к агрегату. Статические и динамические (усталостные) напряжения и деформации всей номенклатуры основных деталей и узлов трансмиссии, а также вибрация узлов и мест крепления агрегатов трансмиссии не должны (при данных особенностях конструкции, используемых материалов и принятой технологии) превышать определенных значений. Эти значения устанавливаются с учетом опыта эксплуатации и результатов стендовых испытаний и испытаний серийных и ремонтных агрегатов трансмиссии с целью подтверждения достаточности статической и усталостной прочности агрегатов (узлов) трансмиссии, а также износостойкости их деталей.

Конструкция трансмиссии должна в течение определенного времени эксплуатации (назначенного ресурса) выдерживать воздействия повторяющихся в эксплуатации нагрузок без критических отказов трансмиссии.

Ресурсы комплектующих изделий (например, подшипников качения) устанавливаются на основании их испытаний в системе агрегатов (узлов) трансмиссии.

4.2. КОНСТРУКТИВНО-КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ТРАНСМИССИИ ВЕРТОЛЕТОВ

Трансмиссия одновинтового вертолета Ми-8 с РВ (рис. 4.2.1) включает в себя: главный редуктор (ГР) 2; тормоз НВ 3; хвостовой вал 4; промежуточный редуктор (ПР) 5; промежуточный вал 6; редуктор РВ 7; вал привода вентилятора масляно-воздушного радиатора 1. Мощность на привод НВ и РВ, агрегатов, обеспечивающих работу систем вертолета (насосов гидро- и маслосистем, электрогенератора, компрессора и датчика тахометра), поступает от правого и левого двигателей через ГР.

ГР устанавливается на вертолете на подкосах подредукторной рамы в верхней части вертолета. ПР предназначен для изменения направления передачи мощности. Редуктор РВ изменяет направле-

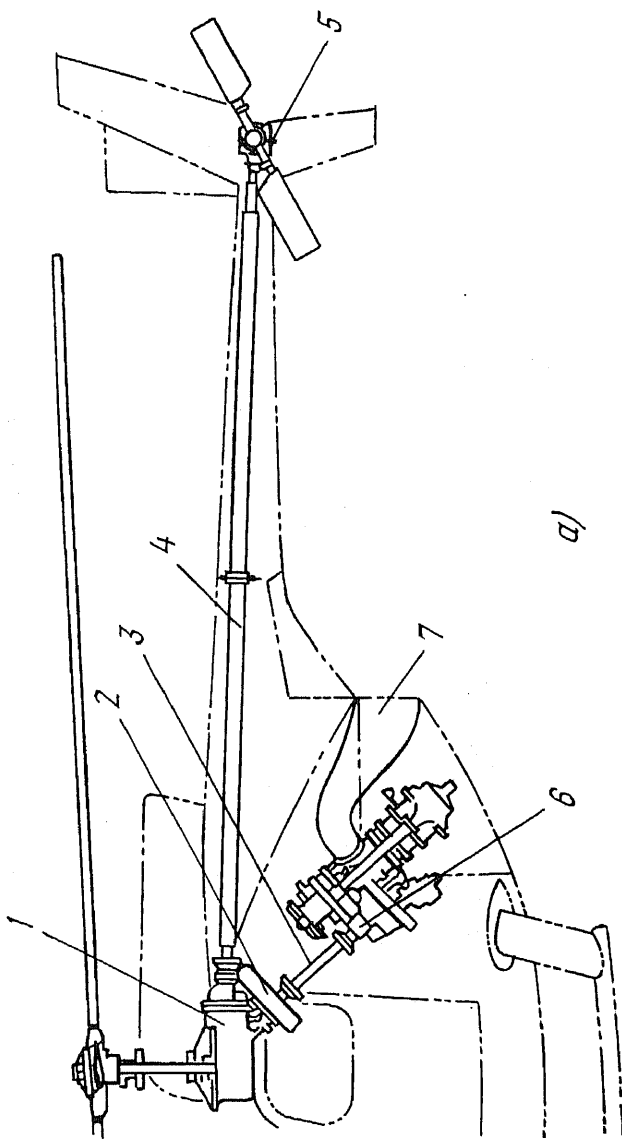


Рис. 4.2.2 (начало)

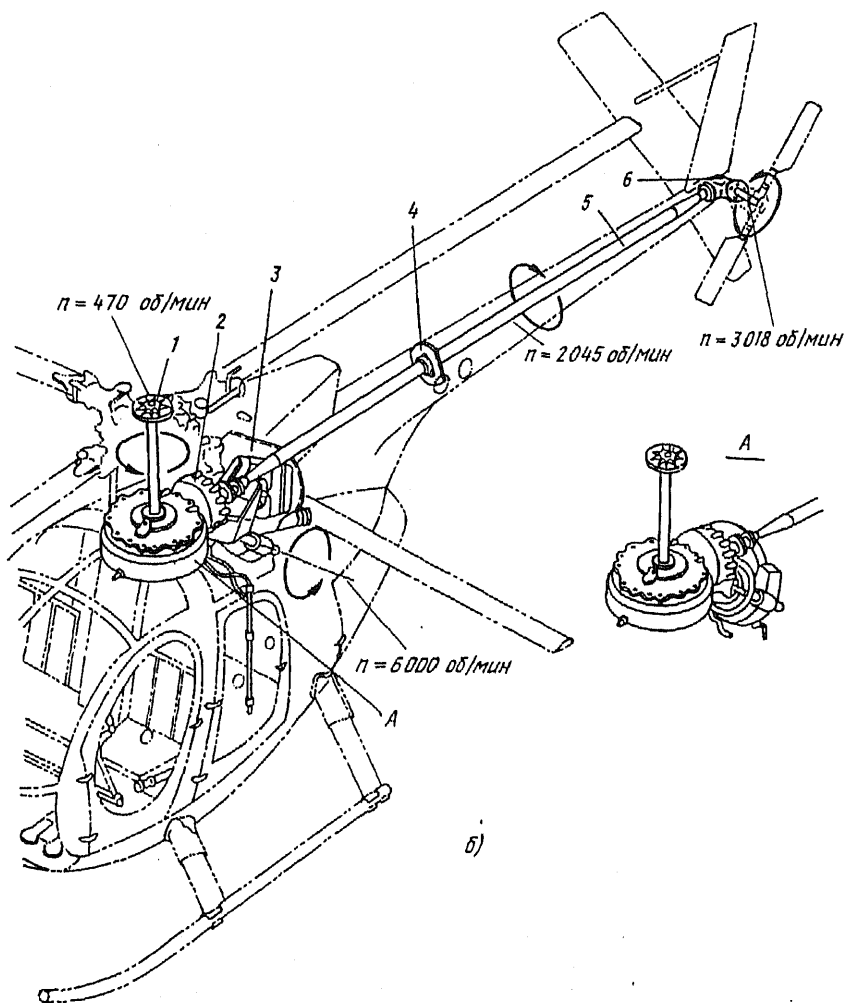


Рис. 4.2.2. Трансмиссия вертолета «Хьюз-500»:

а — компоновка трансмиссии:

1 — ГР; 2 — маслорадиатор; 3 — промежуточный вал;

4 — сверхкритический вал РВ; 5 — редуктор РВ;

6 — двигатель; 7 — выходное устройство;

б — ККС трансмиссии:

1 — вал НВ; 2 — редуктор вала РВ; 3 — маслорадиатор;

4 — гаситель резонансных колебаний сверхкритического вала РВ;

5 — сверхкритический вал РВ; 6 — редуктор РВ

ние передачи мощности от ПР и понижает частоту вращения рулевого вала.

На легком вертолете ОН-6А фирмы Хьюз применена ККС трансмиссии, представленная на рис. 4.2.2. Характерным для этого вертолета является размещение двигателя и воздушного маслорадиатора 2, применение сверхкритического вала 5 с демпфером 4 и отсутствие ПР. Вывод газовой струи в заднюю часть фюзеляжа 7 уменьшает его аэродинамическое сопротивление, а привод вентилятора маслорадиатора непосредственно от главного вала и исключение ПР существенно снижают общую массу трансмиссии.

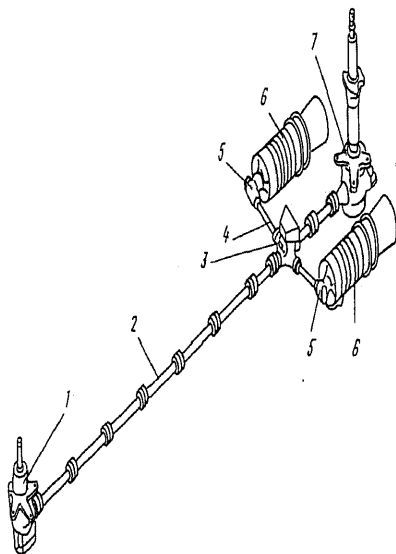


Рис. 4.2.3. Компоновка трансмиссии вертолета продольной схемы «Чинук»:

- 1, 7 — главные редукторы НВ; 2 — вал привода НВ;*
- 3 — промежуточный (или объединительный) редуктор;*
- 4 — секции синхронизирующего вала; 5 — угловые редукторы (редукторы двигателей); 6 — двигатели*

Особенность трансмиссии вертолета СН-47 «Чинук» (рис. 4.2.3) определяется его продольной схемой. Она состоит из редукторов переднего и заднего винтов 1 и 7, объединительного редуктора 3, двух угловых редукторов 5 двигателей 6, синхронизирующих валов 4, соединяющих двигатели с объединительным редуктором.

4.3. ГЛАВНЫЙ РЕДУКТОР

Частота вращения газовых турбин современных ТВД лежит в пределах от 6000 до 17000 об/мин (в маломощных двигателях и выше). Для получения наибольшего КПД НВ на расчетном режиме полета вертолета частота вращения НВ должна быть значительно меньше частоты вращения газовой турбины, что достигается с помощью ГР.

Редуктор может быть источником возникновения крутильных колебаний валов, т.к. в колесах всегда имеются ошибки в шаге зубьев, а также деформации зубьев под нагрузкой, отчего изменяются угловые скорости валов. Уменьшить возбуждение этих колебаний можно повышением коэффициента перекрытия в зацеплении, увеличением точности изготовления зубчатых колес и специальным исправлением профиля зубьев.

Размеры всех шестерней, подшипников и валов ГР определяются в основном силами, зависящими от передаваемых редуктором крутящих моментов. Поэтому масса ГР рассчитывается по формуле

$$m_{\text{гр}} = k_{\text{гр}} \left(M_{\text{кр}} \right)_{\text{нв}}.$$

Коэффициент $k_{\text{гр}}$ можно считать сопоставимым для редукторов одного размера, сходных схем и с близкими значениями передаточных отношений. Из анализа следует, что с уменьшением передаваемого редуктором крутящего момента весовой коэффициент $k_{\text{гр}}$ увеличивается. Это объясняется тем, что толщины стенок основных деталей у малых редукторов оказываются относительно больше как вследствие технологических трудностей при изготовлении деталей с очень малыми толщинами стенок, так и по соображениям обеспечения необходимой жесткости и статической устойчивости стенок. Из-за этого масса деталей малых редукторов получается относительно выше. Чтобы как-то уменьшить этот эффект, такие редукторы целесообразно делать по более простым схемам, в частности, с передачей выходного крутящего момента по меньшему числу точек зацепления.

По кинематическим схемам механизмы редуктора можно разделить на три группы: с простыми зубчатыми передачами; с планетарными передачами, имеющими одинарные и двойные сателлиты; со смешанными передачами, механизмы которых имеют простую и планетарную передачи. Чтобы предупредить большие напряжения в зубьях простой передачи, необходимо устанавливать несколько

переборов, располагая их равномерно по окружности. При этом необходимо на каждом переборе иметь муфту или упругий элемент, который дает возможность собрать передачу с гарантированными зазорами и обеспечить равномерную нагрузку всех переборов.

В случае комбинированного редуктора рационально использовать планетарную передачу во второй ступени, что позволяет уменьшить частоту вращения поводка и центробежные силы, нагружающие подшипники сателлитов.

На рис. 4.3.1 приведена кинематическая схема ГР вертолета Ми-26. Создание ГР для передачи на НВ мощности от двух ТВД, равной 22000 л.с., связано с решением ряда сложных технических и технологических проблем. Эта задача была успешно решена Г.П. Смирновым, инженером Московского вертолетного завода (МВЗ) им. М.Л. Миля.

Конструктивной особенностью ГР ВР-26 является большое передаточное число в последней ступени редукции. Впервые в практике мирового вертолетостроения в качестве последней ступени редукции была применена обычная эвольвентная зубчатая передача с большим передаточным числом ($i = 8,76$). Редуктор имеет модульную конструкцию. Отдельные его модули: шаровая опора двигателей, пластинчатые компенсирующие муфты, муфты свободного хода, передние и задние конические редукторы, привод РВ, верхний редуктор (две последние ступени редукции основной кинематической цепи), маслоотстойник и маслоагрегат выполнены в виде самостоятельных узлов в собственных корпусах. Они соединяются между собой фланцами и шлицевыми валами. В принципе, каждый модуль может изготавливаться, испытываться, изменяться конструктивно и применяться в других конструкциях. Модульность конструкции применительно к редуктору таких размеров упрощает изготовление и доводку, уменьшает массу.

Верхний редуктор состоит из корпуса, в котором на двух подшипниковых опорах смонтирован вал НВ. Непосредственно на этом валу при помощи двух ступиц закреплены два ведомых косозубых зубчатых колеса, с каждым из которых находятся в зацеплении восемь ведущих колес. Зубчатые колеса верхнего и нижнего ряда имеют противоположные направления наклона зубьев. Каждое ведущее колесо смонтировано на двух роликовых подшипниках, не имеющих упорных буртов на внутренних кольцах. Осевые усилия, возникающие на ведущих колесах последней ступени, имеют противоположное направление и воспринимаются трубчатыми стяжками. В результате получается разновидность шевронной зубчатой

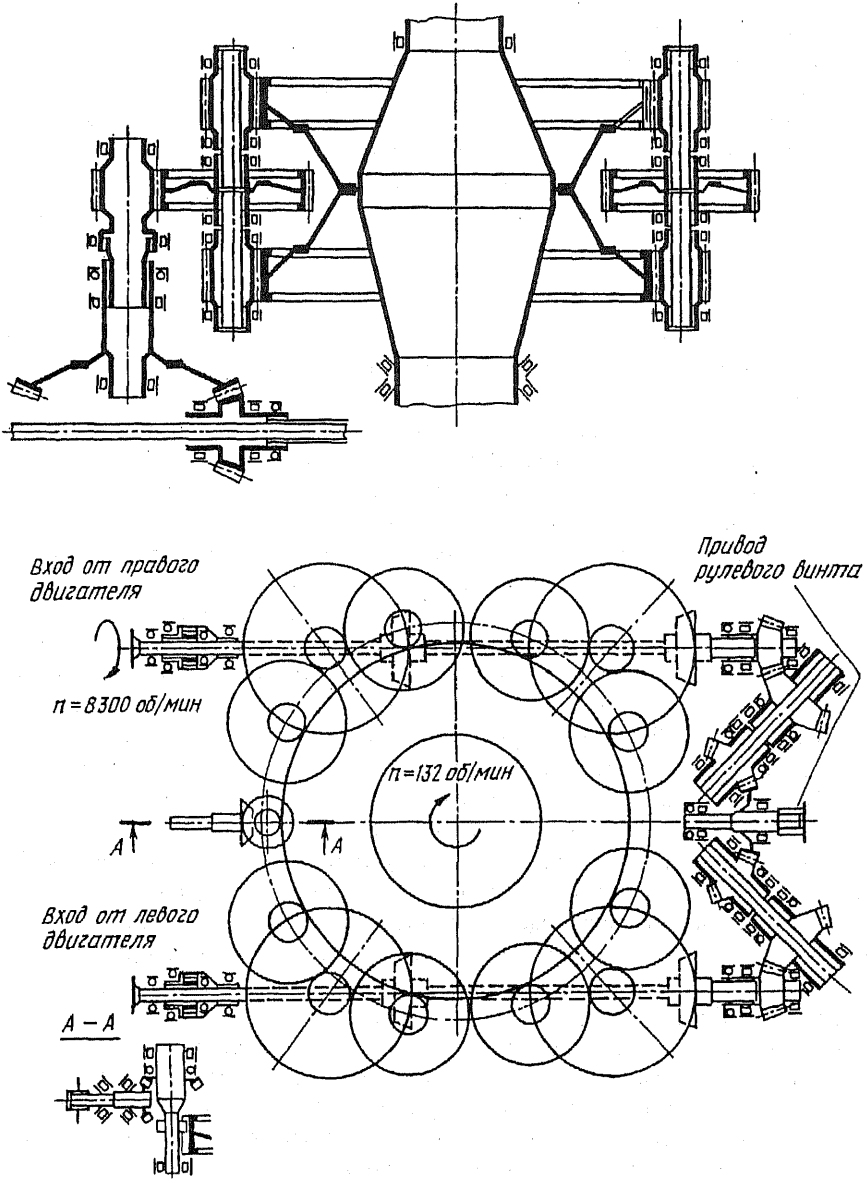


Рис. 4.3.1. Кинематическая схема ГР вертолета Ми-26

передачи, у которой каждая половина ведущего колеса смонтирована в своих подшипниках. Возможность свободного осевого перемещения групп зубчатых колес, состоящих из двух ведущих колес последней ступени и ведомого колеса второй ступени, позволяет осуществить равномерное деление мощности между верхним и нижним ведущими колесами последней ступени. Вал НВ в своей нижней части выполнен тонкостенным бочкообразным, что позволяет придать ему необходимую прочность и жесткость при минимальной массе.

Корпус верхнего редуктора воспринимает все нагрузки, идущие от НВ, в т.ч. крутящий момент, и передает их на фюзеляж вертолета через восьмистержневую подредукторную раму. В средней части корпус имеет пояс крепления с шестью фланцами, к которым крепятся фланцы рамы.

Модульность конструкции упрощает проблему создания требуемой жесткости корпусов. Все зубчатые колеса имеют простые и технологичные формы. Чтобы не усложнять изготовление колес, введены традиционные фланцевые разъемы.

Одной из основных особенностей главного редуктора ВР-26 является обеспечение равномерного распределения мощности по потокам за счет шлицевых валов (рессор) с малой крутильной жесткостью. Деление мощности в последней ступени редукции обеспечивается за счет противоположного по направлению наклона зубьев в верхнем и нижнем рядах зубчатых колес. Деление мощности в первой и второй ступени редукции осуществляется за счет малой крутильной жесткости рессор, главным образом, рессор последней ступени редукции. В конструкции соблюдается равенство крутильной жесткости в параллельных потоках.

Требуемая равномерность распределения нагрузки с учетом боковых зазоров в зубчатых передачах и шлицевых соединениях, зазоров в подшипниках обеспечивается в процессе сборки редуктора за счет использования ряда конструктивных и технологических приемов.

Крутильная жесткость основной кинематической цепи и привода РВ, боковые зазоры в зубчатых зацеплениях и шлицевых соединениях его привода подобраны соответствующим образом. В результате при работе одного двигателя на максимальном взлетном режиме часть мощности через привод РВ идет на конические редукторы противоположной стороны, разгружая конические редукторы на стороне работающего двигателя.

Зубчатые колеса ВР-26 изготавливаются из стали 12Х2Н4А-Ш, подвергаются цементации и закалке. В качестве финишной обработки применяется шлифование.

Корпусные детали верхнего редуктора, диаметр которого 2000 мм, изготавливаются методом штамповки из высокопрочного алюминиевого сплава АКЧ-1 с последующей обработкой на фрезерных станках. Корпусные детали остальных узлов изготавливаются литьем из сплава МЛ-5. Ступицы ведомых шестерен верхнего редуктора изготавливаются штамповкой из титанового сплава ВТЗ-1. Валы и рессоры выполняются из стали 40Х2Н2МА, азотируются.

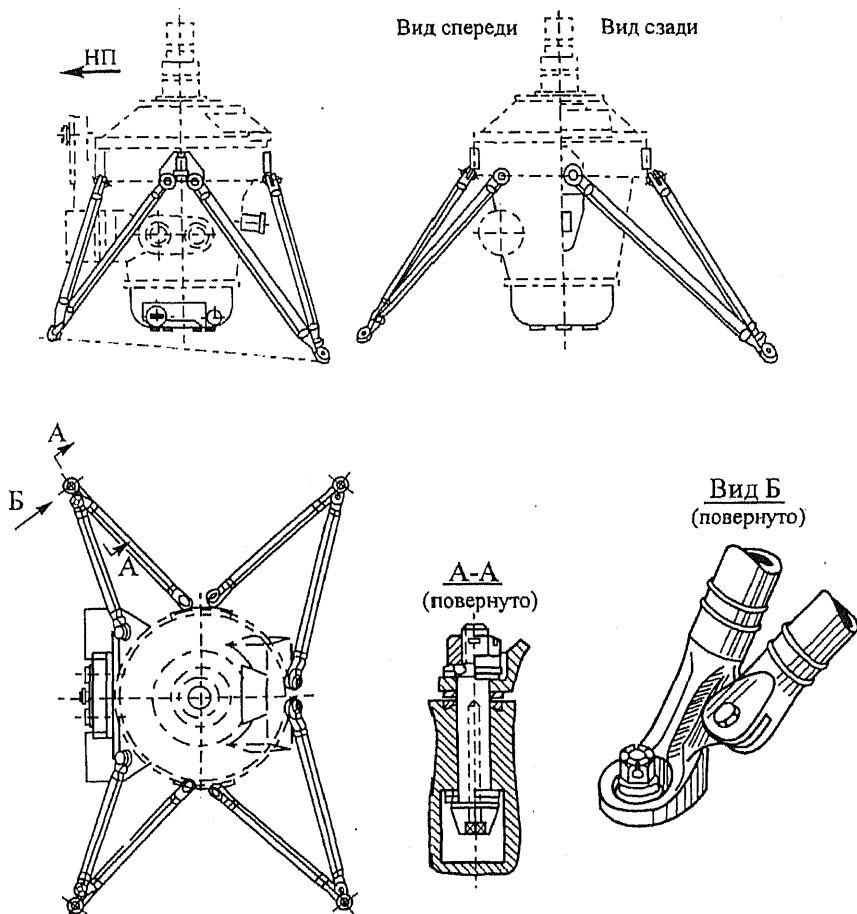


Рис. 4.3.2. Силовая схема стержневой рамы крепления ГР

Многopotочность, модульность конструкции подобных ГР создают определенные компоновочные преимущества по сравнению с планетарными редукторами.

В результате перечисленных конструктивно-кинематических решений удельная масса ГР ВР-26 на единицу взлетного крутящего момента существенно меньше, чем у ГР вертолета Ми-6, выполненного по четырехступенчатой кинематической схеме.

Нагрузки с корпуса ГР передаются на соответствующие силовые элементы фюзеляжа обычно при помощи стержневой системы.

На рис. 4.3.2 приведен один из вариантов КСС рамы крепления ГР.

Система смазки редукторов

Система смазки подводит масло ко всем трущимся деталям редуктора — зубчатым колесам, подшипниковым опорам, шлицевым соединениям — для уменьшения трения и эффективного охлаждения деталей (рис. 4.3.3).

Количество масла, которое должно быть подано в зацепление, может быть определено по формуле

$$q \approx \frac{0,238 N (1 - \eta)}{(t_2 - t_1) C_p},$$

где N — передаваемая мощность; η — КПД передачи с учетом барботажных потерь; t_1 — температура масла, подаваемого в зацепление ($t_1 = 90-95^\circ \text{C}$); t_2 — температура масла на сливе; C_p — удельная теплоемкость масла.

Подача масла во все точки, требующие смазки и охлаждения, обеспечивается шестеренчатыми насосами с заданной производительностью и специальной разветвленной системой каналов. Истечение масла происходит через тарированные (по расходу) и строго ориентированные в пространстве форсунки или жиклеры.

С другой стороны, нагретое масло, собирающееся в маслоотстойнике, нуждается в интенсивном охлаждении, которое осуществляется принудительной прокачкой через воздушно-масляные радиаторы. В относительно простых редукторах (типа промежуточного и хвостового) применяется смазка разбрызгиванием, или барботажная смазка. Охлаждение происходит в результате теплообмена между маслом и стенками корпуса, который может иметь специальные ребра охлаждения.

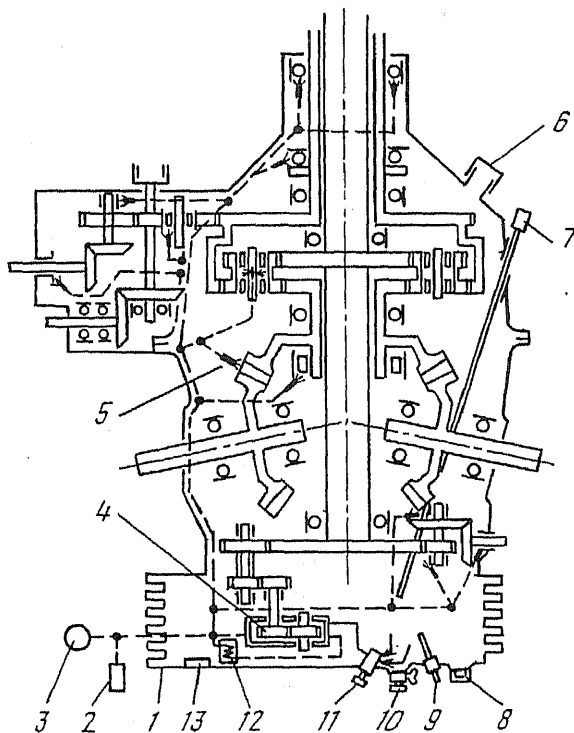


Рис. 4.3.3. Маслосистема ГР Р-26 вертолета Ми-8:

- 1 — поддон редуктора; 2 — датчик сигнализатора минимального давления;
 3 — датчик указателя давления масла; 4 — масляный насос;
 5 — форсунка; 6 — суфлер; 7 — масломерная линейка;
 8 — магнитная пробка; 9 — датчик указателя температуры масла;
 10 — сливной кран; 11 — фильтр-сигнализатор;
 12 — редукционный клапан; 13 — датчик сигнализатора максимальной температуры масла

Вал несущего винта

Вал НВ нагружается силами и моментами от его втулки и крутящим моментом, создаваемым на выходе ГР. Длина вала НВ определяется компоновочными, аэродинамическими и эксплуатационными соображениями.

Из компоновочных соображений выбирают минимально допустимую высоту размещения втулки НВ над фюзеляжем с учетом прогиба лопасти; аэродинамические — определяют превышение за-

днего НВ над передним у вертолета продольной схемы; эксплуатационные — определяют безопасную высоту плоскости НВ при нахождении обслуживающего персонала в зоне вращающегося винта.

Расстояние между соосными винтами выбирается из условия обеспечения необходимого запаса по сближению, при котором исключается соударение лопастей верхнего и нижнего винтов на всех режимах полета и при выполнении необходимых эволюций.

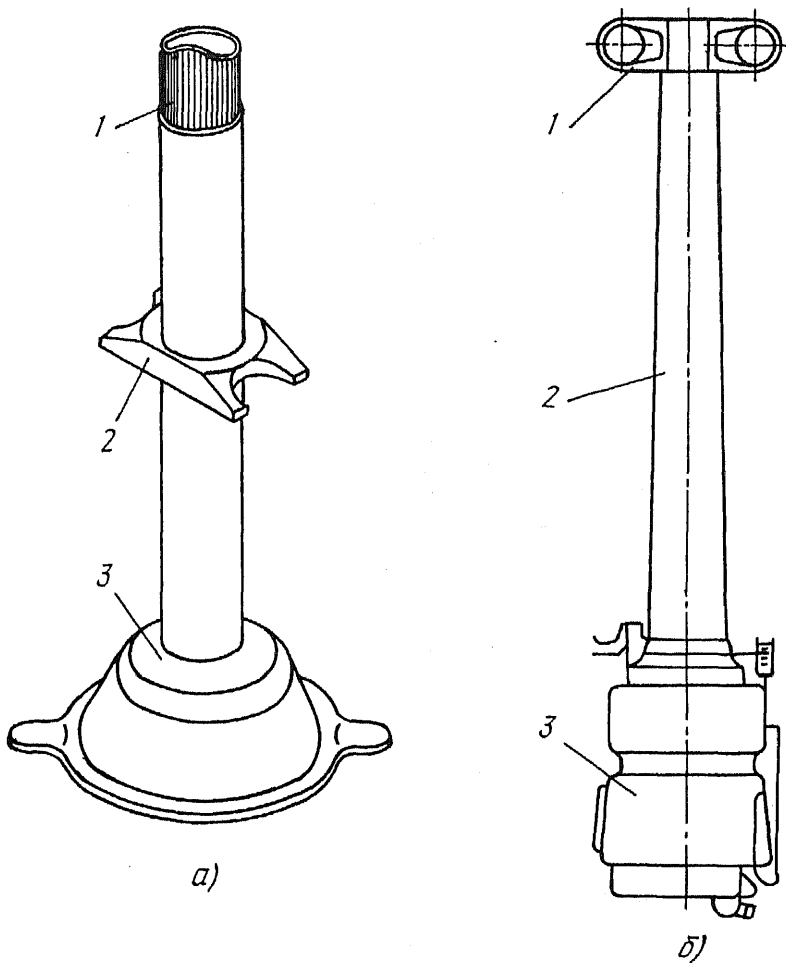
Силы и моменты вызывают во вращающемся вале переменные напряжения изгиба, меняющиеся с частотой вращения винта. Значения сил и моментов определяют из аэродинамического расчета вертолета. На их величину существенно влияет центровка вертолета, при изменении которой изменяется направление силы тяги винта относительно оси вала НВ. При этом изменяются величина и результирующая поперечной силы, действующая на вал.

Для повышения изгибной выносливости валов, кроме выбора рациональной конфигурации (плавные переходы от одного диаметра к другому, большие радиусы скругления), применяются соответствующие технологические приемы обработки, в частности, наклеп дробью. Наклепу может подвергнуться как вал целиком, снаружи и изнутри (за исключением, например, резьб), так и отдельные места, наиболее опасные с точки зрения выносливости. Резьба в опасных сечениях может упрочняться накаткой. Шероховатость обработки поверхностей валов в зоне значительных изгибных напряжений выполняется не более $R_z = 2,5$. В некоторых случаях вводится последующее полирование поверхностей.

На рис. 4.3.4, а приведены КСС заднего вала НВ вертолета продольной схемы СН-47. Вал экспериментального вертолета Боинг-360, изображенный на рис. 4.3.4, б, выполнен из композиционного материала.

В КСС вала НВ вертолета УАН-84 (рис. 4.3.5) осуществлено разделение консольного вала на два автономных элемента. Внутренний вал (рессора) 5 предназначен для передачи крутящего момента от редуктора на втулку НВ. Тяга и поперечные силы НВ воспринимаются неподвижным относительно фюзеляжа внешним консольным валом 4.

Для обеспечения работоспособности вала необходимо соблюдение, в первую очередь, условий их прочности и жесткости. Если вал передает только крутящий момент $M_{кр}$, то его диаметр можно найти по формуле



**Рис. 4.3.4. Силовые схемы вала заднего НВ вертолета
продольной схемы:**

а — стальной вал, состыкованный из двух частей в зоне установки промежуточной подшипниковой опоры (вертолет Чинук):
 1 — шлицевое соединение со ступицей втулки;
 2 — подшипниковая опора; 3 — редуктор;

б — вал из композиционного материала:
 1 — ступица вала, выполненная заодно с валом;
 2 — консольный монолитный вал; 3 — редуктор

$$d = k_1 \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{\sigma_{-1} (1 - c^4)}}$$

где σ_{-1} — предел выносливости образца из материала вала, испытанного в условиях чистого сдвига с вращением; $c = \frac{d}{d_0}$ — отношение внешнего и внутреннего диаметра полого вала; k_1 — коэффициент, учитывающий скорость вращения вала.

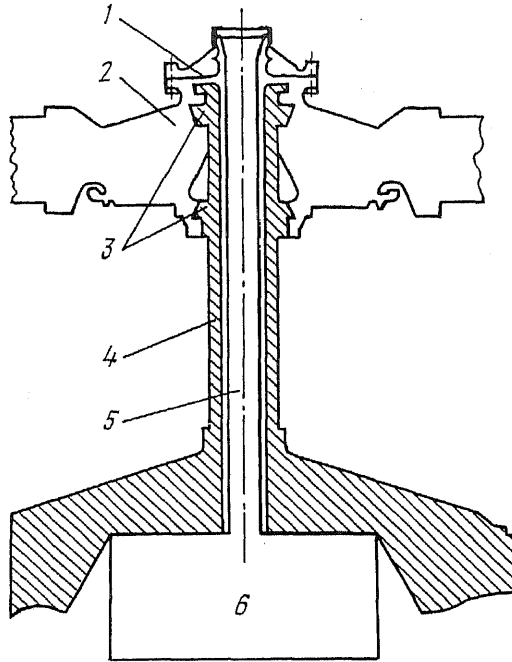


Рис. 4.3.5. Силовая схема вала НВ вертолета УАН-84:
1 — фланцевый стык; 2 — втулка НВ; 3 — подшипниковые опоры;
4 — неподвижная консоль; 5 — вал привода НВ; 6 — ГР

Если вал испытывает воздействие крутящего $M_{кр}$ и изгибающего $M_{изг}$ моментов, то из условия прочности его диаметр находят по формуле

$$d = \sqrt{\frac{M_{изг} + (\alpha M_{кр})^2}{0,1 [\sigma]}}$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение материала вала при растяжении; α — коэффициент, учитывающий равномерность крутящего момента.

Работоспособность вала определяется из условия не только прочности $\sigma \leq [\sigma]$, но и жесткости:

$$\varphi_{\max} \leq [\varphi], \quad \psi_{\max} \leq [\psi] \quad \text{и} \quad y_{\max} \leq [y].$$

Здесь φ_{\max} , ψ_{\max} и y_{\max} — соответственно максимальные угол закручивания, угол поворота сечения и прогиб винта.

Для проверки жесткости вала по углу закручивания можно воспользоваться формулой

$$d = k \sqrt{\frac{N}{n [\varphi]}},$$

где k — коэффициент, учитывающий равномерность всех нагрузок на вал; N — передаваемая мощность; n — частота вращения; $[\varphi]$ — допускаемый угол закручивания.

4.4. РЕДУКТОРЫ ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ И РУЛЕВОГО ВИНТА

ПР предназначены для изменения направления оси вала привода РВ в соответствии с изгибом хвостовой балки (рис. 4.4.1). Это изменение достигается с помощью пары конических колес с редукцией, близкой к единице.

Редуктор РВ (рис. 4.4.2) предназначен для изменения направления оси вала привода на угол 90° и уменьшения его частоты вращения. Это осуществляется посредством двух конических шестерен с соответствующим передаточным числом. В редукторе размещается также механизм управления общим шагом РВ.

Частоту вращения вала привода от ГР до редуктора РВ и величину редукции в его конической паре выбирают в процессе минимизации массы элементов привода РВ. Частота вращения РВ определяется из аэродинамических соображений.

Силовая схема картера РВ выбирается при формировании массы его редуктора и вала РВ. Как правило, вал РВ выбирают в виде рессоры, т.е. вала, передающего только крутящий момент. В этом случае поперечные нагрузки и тяга винта со втулки через подшипниковые узлы передаются непосредственно на корпус (картер) редуктора. Для легких вертолетов возможно принять другую

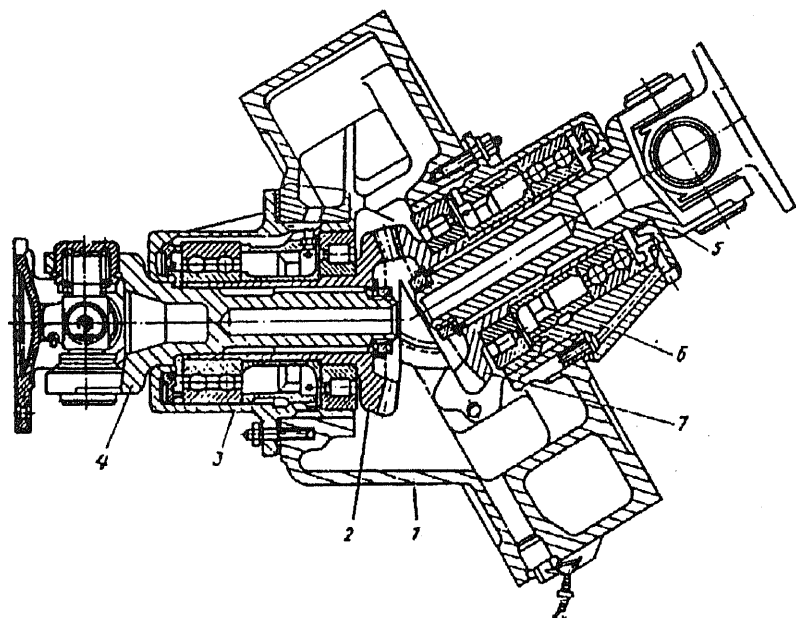


Рис. 4.4.1. ККС промежуточного редуктора:

*1 — корпус; 2, 7 — ведущее и ведомое зубчатые колеса соответственно;
3, 6 — стаканы подшипников; 4, 5 — входной и выходной вал
с карданом соответственно*

силовую схему, тогда параметры консольного вала РВ будут определяться всеми действующими на него нагрузками — крутящим и изгибающим моментами и тягой РВ.

Смазка шестерен у промежуточного и рулевого редукторов, передающих небольшие мощности, барботажная, т.е. одна из шестерен частично погружена в масло и при вращении смазывает другую шестерню в момент контакта зубьев. Кроме того, в картере создается масляный туман, который, оседая на зубьях и подшипниках, смазывает их. Барботажная масляная система требует наличия специальных, улавливающих масло карманов, сверлений в картере и стаканах, по которым масло подается из карманов ко всем подшипникам картера.

В противном случае требуется принудительная подача масла, струя которого направляется в место контакта вступающих в зацепление зубьев. В промежуточных редукторах тяжелых вертолетов

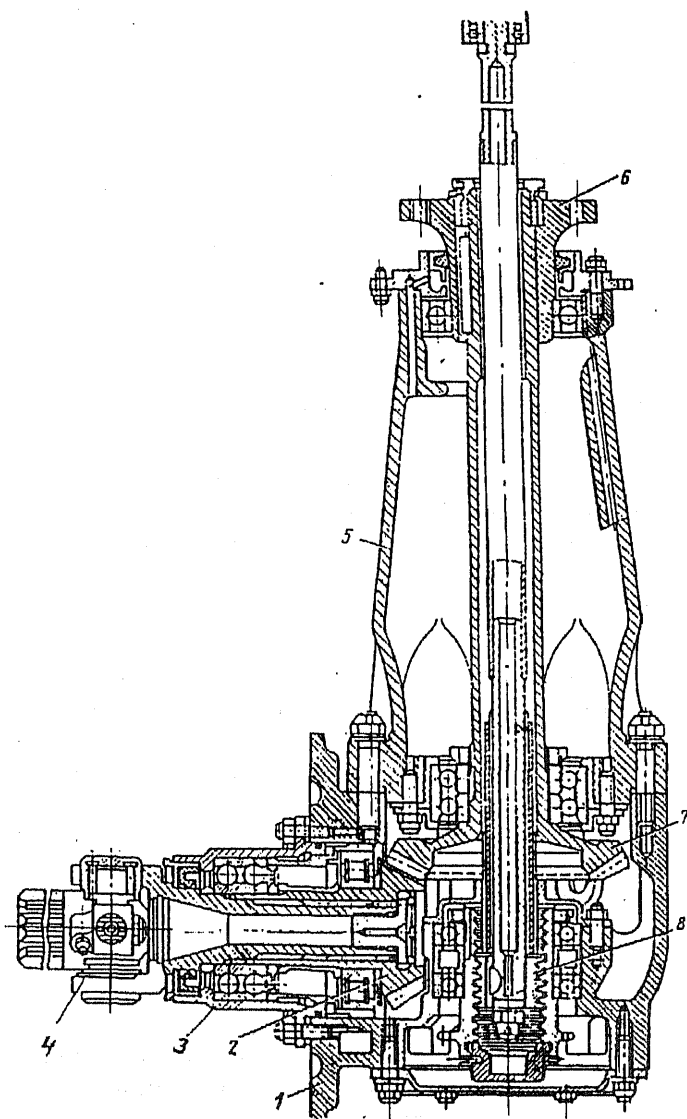


Рис. 4.4.2. ККС редуктора РВ:

- 1 — корпус; 2, 7 — ведущее и ведомое зубчатые колеса соответственно;
 3 — стакан подшипников; 4 — входной вал с карданом;
 5 — консольная опора вала РВ; 6 — фланец;
 8 — механизм управления общим шагом РВ

смазка шестерен осуществляется в основном именно с принудительной подачей.

В зависимости от величины передаваемой мощности на РВ охлаждение масла может осуществляться за счет обдувки оребренной внешней поверхности картера его редуктора. Если таким образом не удастся осуществить теплопередачу от горячего масла атмосферному воздуху, то масло охлаждают в специальном масляно-воздушном радиаторе или обдувкой картера редуктора вентилятором.

Картеры ПР и редукторов РВ обычно изготавливают из алюминиевых и магниевых литейных сплавов.

4.5. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСМИССИИ

В шарнирных соединениях элементов трансмиссии применяют подшипники качения различных типов. Типы подшипников и их разновидности определяются величиной и характеристикой нагрузки, технологическими и эксплуатационными требованиями. На габариты подшипников качения во всех странах принят единый стандарт.

Подшипники качения рассчитываются на долговечность (ресурс) по динамической грузоподъемности и на статическую грузоподъемность. Методы расчета стандартизированы и соответствуют рекомендациям ИСО (Международной организации по стандартизации). Связь между расчетным ресурсом L и эквивалентной динамической нагрузкой P (комбинированная нагрузка приводится к радиальной или осевой, эквивалентной по своему разрушающему действию) устанавливается эмпирическими зависимостями:

$$L = \left(\frac{c}{P} \right)^\alpha \quad \text{или} \quad L_n = 10^6 \frac{L}{60n} \text{ ч.}$$

Здесь c — динамическая грузоподъемность подшипника; α — показатель степени, равный 3 для шарикоподшипника и 3,3 для роликоподшипника; n — частота вращения.

По статической нагрузке подбирают или проверяют подшипник качения, воспринимающий внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или при вращении с частотой не более 1 об/мин.

Значение динамической и статической грузоподъемности в кгс (Н) указывается в каталогах для каждого типоразмера подшипника.

4.6. УПЛОТНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Входные и выходные валы агрегатов вертолетных трансмиссий снабжаются уплотнениями подшипниковых узлов.

Поскольку окружные скорости уплотняемых валов вертолетных трансмиссий изменяются от 100 м/с и более (на входных валах) до 2—3 м/с (на валах НВ), возможно применение всех известных типов контактных и бесконтактных уплотнений: манжетных, торцевых герметизаторов и уплотнений упругими металлическими кольцами.

Манжетные уплотнения применяются при окружной скорости вала 10—15 м/с. В зависимости от условий эксплуатации и сорта смазочного материала они изготавливаются из резины и полимерных материалов различных марок, армированными и неармированными. Торцевые герметизаторы осуществляют уплотнением вращающихся деталей шайбой, которая прижимается торцевыми поверхностями к уплотняемой поверхности по корпусу или валу. Уплотнения применяются при окружных скоростях до 25—30 м/с.

Уплотнение упругими металлическими кольцами применяют при относительно больших окружных скоростях (до 80—100 м/с). Уплотнение состоит из одного или нескольких пружинных разрезных колец, изготовляемых из специальных марок чугуна или бронзы.

В вертолетных трансмиссиях используют как статические, так и динамические бесконтактные уплотнения.

Статические бесконтактные уплотнения (щелевые, лабиринтные) уменьшают зазор между уплотняемыми деталями и тем самым препятствуют большим утечкам.

Динамические бесконтактные уплотнения (спиральные, импеллерные) также не устраняют зазор полностью. Уплотнение в них происходит путем «отбрасывания» жидкости от зазора, на что затрачивается определенная энергия.

4.7. ТОРМОЗ НЕСУЩЕГО ВИНТА

Тормоз НВ (ТНВ) предназначен для сокращения времени остановки НВ и агрегатов трансмиссии после выключения двигателей. Он также используется для стопорения всей трансмиссии на стоянке вертолета с целью предотвращения раскручивания несущей системы от ветра.

ТНВ обычно устанавливаются на быстроходном валу хвостовой трансмиссии с тем, чтобы приведенный момент торможения был

наименьшим. Например, на вертолетах одновинтовой схемы ТНВ ставят на валу привода РВ. Опорные приливы тормоза вместе с кронштейном и колодками устанавливаются на корпус ГР, а барабан тормоза крепится к вращающемуся фланцу вала привода РВ. Для лучшего отвода и рассеивания тепла от поверхности торможения барабан тормоза выполняют с кольцевыми ребрами, которые придают ему дополнительную жесткость.

На вертолетах соосной схемы тормоз устанавливают на валу привода вентилятора.

Применяются колодочные или дисковые тормоза. Начало торможения НВ производится с 25—45% от номинальной частоты его вращения за время 30—45 с. В качестве фрикционного материала для накладок широко применяются пластмассы с наполнителем — асбестом, барием, латунной проволокой и т.п., в качестве связующего — фенолформальдегидные смолы. Для тормозов, у которых на поверхности трения развивается температура до 100° С, применяется фрикционный материал ретинакс (с барием, стабилизирующим коэффициент трения).

4.8. ВАЛЫ ТРАНСМИССИИ

Валы трансмиссии (ВТ) условно разделяют на три группы:

- передача мощности от двигателя к редуктору НВ (главные валы);
- передача мощности к РВ, синхронизирующие валы и т.п. (валы с малой крутильной жесткостью — рессоры);
- привод вспомогательных агрегатов силовой установки вертолета (вентиляторов, приводов агрегатов электро-, масло-, гидросистем и т.п.).

В общем случае нагруженность ВТ определяют следующие виды нагрузок:

- крутильная (постоянная и переменная) — основная нагрузка, определяющая геометрические параметры валов, муфт;
- изгибная (постоянная и переменная);
- продольное сжатие (растяжение);
- вибронгрузка;
- температурная.

Статическая (постоянная) часть напряжений кручения определяется передаваемым моментом $M_{кр}$, переменная — крутильными колебаниями от работы двигателей, редукторов, НВ и РВ.

Изгибные напряжения в ВТ возникают вследствие работы муфт с перекосом.

Вибронагрузки приводят к общему снижению ресурса элементов ВТ, в частности, к разрушению подшипников промежуточных опор, износу шлицевых соединений и т.п.

Использование упругих муфт, амортизаторов, упругих демпферов в промежуточных опорах снижает негативное воздействие вибрационных нагрузок.

Изменение температуры элементов ВТ при эксплуатации может стать причиной дополнительных нагрузок. Знание температурного поля в зоне работы ВТ позволяет прогнозировать температурные деформации муфт, валов в целом.

Валы изготавливаются полыми тонкостенными из высокопрочных легированных сталей типа 12Х2Н4А, 18ХН2МА, в т.ч. электрошлакового переплава, термообработанных до *HRC* 32—38, алюминиевых и титановых сплавов, из композиционных материалов.

Элементом вала может быть резьба, на которую наворачиваются гайки крепления подшипников, зубчатых венцов, фланцев. Применяется, как правило, метрическая резьба с шагом 1,5 мм и углом профиля 60°. Длина резьбовой части обычно 8—12 мм. Для валов больших диаметров (\varnothing 100 мм и более) шаг резьбы может быть увеличен. Избегают резьб в местах вала, испытывающих знакопеременные изгибные напряжения. Там, где это не удастся, толщина вала под резьбой увеличивается с учетом концентрации напряжений. В таких опасных местах резьба изготавливается со скругленной впадиной.

Главные валы выполняются обычно без промежуточных опор. Они состоят из 2-х муфт и рессоры. К монтажному перекосу в муфтах этих валов при эксплуатации вертолета добавляется перекоп при деформации узлов крепления ГР от внешних нагрузок (аэродинамические силы от НВ, нагрузки при эволюциях вертолета). Одна из муфт рассматриваемых валов часто работает в зоне нагретых частей двигателя, что необходимо учитывать. Соединение главных валов с ГР осуществляется с помощью МСХ.

Трансмиссионные валы РВ передают часть мощности двигателей и имеют обычно несколько промежуточных опор. Такие валы эксплуатируются при значительных перемещениях узлов крепления промежуточных опор по сравнению с их монтажным положением. Количество опор соединительных муфт выбирается исходя из максимально допустимого эксплуатационного перекоса для данного ти-

па муфт. Зная величину и направление перемещений отдельных участков вала, специально вводят монтажный перекося в соединительных муфтах, противоположный по знаку перекося, получаемому при эксплуатации.

Валы привода вспомогательных агрегатов передают сравнительно небольшие мощности и выполняются как без опор, так и с промежуточными опорами и несколькими типами соединительных муфт. Отличительной особенностью валов этой группы следует считать их относительную быстроходность. Отсюда — высокие требования к балансировке таких валов.

Выбор параметров трансмиссионного вала рулевого винта

Выбор сечения трансмиссионных валов производится по потере устойчивости, которая может произойти при разрушающем крутящем моменте $(M_{кр})_{разр}$. Для трансмиссионных валов одновинтовых вертолетов, согласно результатам летных испытаний, с выполнением разворота у земли момент $M_{кр}$ не возрастал более чем в 2,2—2,6 раза по сравнению с моментом на режиме висения при $H = H_{ст}$. Для вертолетов одновинтовой схемы момент, передаваемый хвостовой трансмиссией на РВ, определяется формулой

$$(M_{кр})_{разр} = \frac{N_{рв} n_{э} f}{\omega_{вал} z},$$

где $N_{рв}$ — максимальная мощность, передаваемая на РВ; $\omega_{вал}$ — угловая скорость вала; z — количество валов; f — коэффициент безопасности ($f = 1,5$); $n_{э}$ — эксплуатационная перегрузка по крутящему моменту.

Для получения минимальной массы трубы вала очень важно выбрать оптимальную величину $\bar{d} = \frac{d}{\delta}$, где d и δ — диаметр и толщина трубы соответственно. Этому требованию удовлетворяет толщина трубы δ , определенная по формуле

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{2(M_{кр})_{разр}}{\pi \bar{d}^2 \tau_{доп}}}.$$

Для труб из дюралюмина

$$\tau_{\text{доп}} = 26,4 - \frac{0,06 l}{d} - 0,035 (\bar{d})^2,$$

l — расстояние между опорами вала.

Перспективным направлением является получение тонкостенных валов больших диаметров, изготавливаемых из пластических марок стали при помощи раскатки толстостенной заготовки. Длина валов лимитируется возможностями технологического оборудования.

Все чаще для изготовления валов применяются титановые сплавы. Валы из них получаются легкими, коррозионностойкими, надежными в эксплуатации.

Сейчас, когда стали широко внедряются КМ, делаются попытки изготавливать рессоры из гибридных КМ (спиральной намоткой нитей углеволокна и органоволокна). Необходимо исключить возможность случайных ударных повреждений вала из композитов в процессе монтажных работ и в эксплуатации.

Критическая угловая скорость вращения валов

При вращении вала постоянного поперечного сечения, установленного на двух опорах, формы его упругой линии весьма разнообразны (рис. 4.8.1, а). Каждой форме упругой линии вала соответствует свое значение критической угловой скорости $\omega_{\text{кр}}$ (рис. 4.8.1, б). Наименьшее значение $\omega_{\text{кр}}$ получается при первой форме упругой линии вала. Остальные критические скорости больше первой в k^2 раз, где k — число полуволн упругой линии, размещающихся между опорами вала.

Критические угловые скорости при различных формах упругих линий, которые может принимать вращающийся вал, находятся по формулам

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad c = \frac{kEI}{l^3},$$

где m — масса вала; c — жесткость вала, зависит от его размера, места приложения нагрузки, условия размещения вала на опоре и материала вала; k — коэффициент, определяющий влияние опор вала, место приложения и характер нагрузки; E — модуль продольной упругости; I — момент инерции поперечного сечения вала; l — расстояние между опорами вала (подставляется длина участка вала, соответствующая полуволне упругой линии с жесткостью c).

Так, для второй формы упругой линии следует подставить $\frac{l}{2}$, для третьей — $\frac{l}{3}$ и т.д.).

Запас по $\omega_{кр}$ должен составлять не менее $0,2 \omega_p$ (ω_p — рабочая частота вращающегося вала).

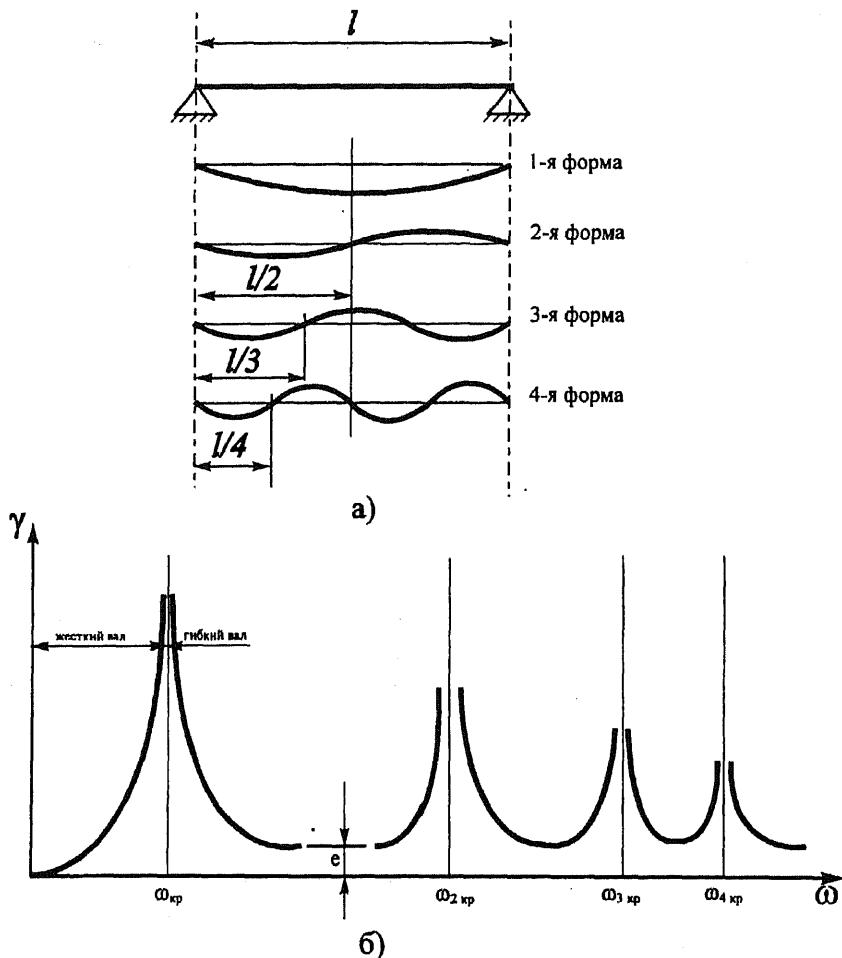


Рис. 4.8.1. Характер изменения прогиба вала:
 а — формы упругой линии вала;
 б — резонансные частоты вращающегося вала

Валы большой протяженности целесообразно иметь высокооборотными для уменьшения передаваемого крутящего момента

$$\left(M_{\text{кр}} = \frac{N_{\text{рв}}}{n} \right).$$

Если рабочая угловая скорость вращения вала $\omega_{\text{р}} < \omega_{\text{кр}}$, то вал принято называть *жестким (докритическим)*; при $\omega > \omega_{\text{кр}}$ вал называют *гибким (закритическим)*.

У докритического вала диаметр и расстояние между опорами выбираются исходя из необходимости смещения $\omega_{\text{кр}}$ за пределы рабочего диапазона.

Высокие критические скорости обеспечивают за счет использования жестких трубчатых валов большого диаметра, при небольших расстояниях между подшипниковыми опорами (рис. 4.8.2, а). Подобные короткие жесткие звенья валов во многих случаях приходится соединять упругими муфтами, чтобы исключить проблему выверки соосности опор и валов (если в процессе работы опорная конструкция может смещаться). В результате система вала усложняется, а масса увеличивается. Конструктор иногда идет на снижение рабочей угловой скорости вращения, чтобы не допустить наступления критического режима. В этом случае потребуются увеличить передаваемый крутящий момент $M_{\text{кр}}$, чтобы сохранить мощность неизменной, а значит, необходим вал еще больших размеров и массы.

В случае гибкого (закритического) вала рабочая угловая скорость вращения вала должна превышать критические с некоторым запасом.

Переход через $\omega_{\text{кр}}$ должен происходить быстро, насколько это возможно по условию превышения мощности. Для уменьшения амплитуды колебаний вала необходима его хорошая балансировка. Необходимо знать, что вал можно уравновесить только для одной угловой скорости; при других скоростях, как правило, он оказывается неуравновешенным.

В конструкциях трансмиссионных валов предусматриваются специальные устройства, ограничивающие прогиб вала при переходе через $\omega_{\text{кр}}$. Применяются также упругодемпфирующие опоры вала для гашения его колебаний при переходе через $\omega_{\text{кр}}$ (рис. 4.8.2, в).

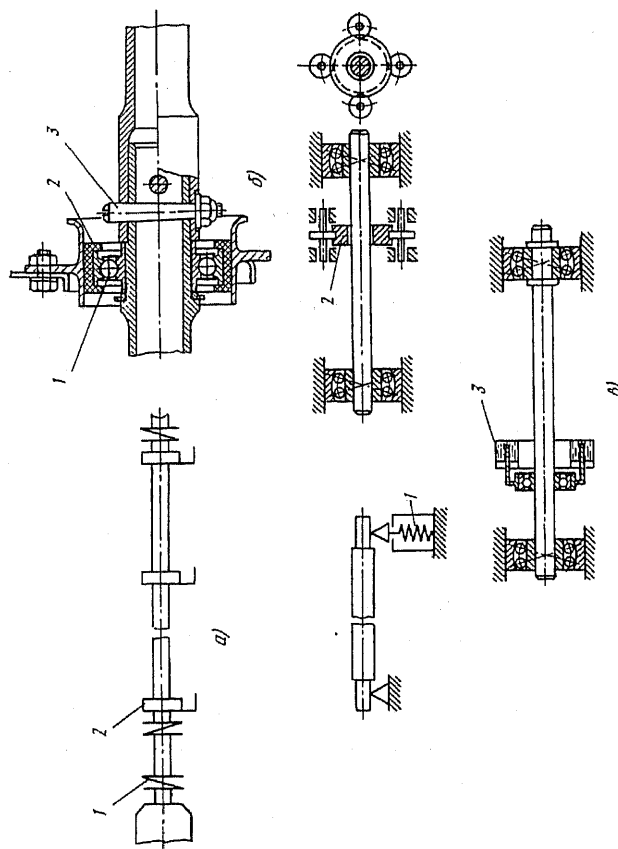


Рис. 4.8.2. Тылы валов RB:

а — докритический вал;

1 — упругая муфта; 2 — подшипниковая опора;

б — подшипниковая опора;

1 — шарикоподшипник; 2 — резиновая обойма; 3 — конусный болт;

в — структурные схемы демпфирующих опор сверхкритического вала;

1 — упругодемпфирующая опора; 2 — кольцевая опора на роликах, на которые опирается вал при проходе критической частоты вращения; 3 — опора с гидравлическим сопротивлением

4.9. МУФТЫ

Муфты устанавливаются для компенсации угловых и линейных смещений валов, их соединений, включения и выключения (свободного хода) сцепления.

Компенсирующие муфты

Эти муфты применяют для соединения валов с неточно совмещенными осями и деформируемым основанием. Они компенсируют небольшие радиальные, осевые, угловые или комбинированные смещения (рис. 4.9.1). Причиной смещений может быть неточность монтажа, деформация узлов крепления соединяемых агрегатов при эксплуатации вертолета, а в некоторых случаях смещения заранее регламентируются при сборке трансмиссионных валов на вертолете.

Работа компенсирующих муфт связана с затратами мощности на преодоление сил трения при перемещениях отдельных их элементов друг относительно друга или с деформацией упругого элемента муфты. Воз-

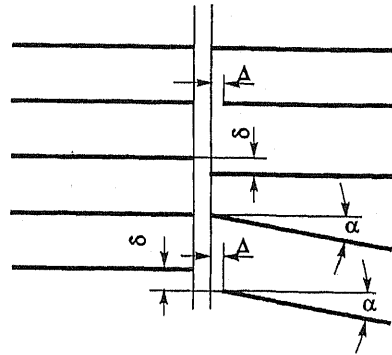


Рис. 4.9.1. Виды возможных смещений осей валов, соединяемых муфтами:
 Δ — осевые; δ — радиальные;
 α — угловые

никновение изгибающего момента $M_{изг}$ в месте установки муфты снижает ресурс деталей валов, вызывает вибрации в соединяемых агрегатах трансмиссии. Снизить $M_{изг}$ можно уменьшением жесткости муфт, работы сил трения в муфтах, эксплуатационного угла перекоса, а также рациональными приемами монтажа (т.е. введением предварительного перекоса в муфтах в направлении, противоположном перекосу, возникающему при эксплуатационных нагрузках).

Продольное сжатие (растяжение) ВТ возникает в процессе эксплуатации при изменении монтажного расстояния между соединяемыми агрегатами и отсутствии (или неработоспособности) узла, компенсирующего изменения длины вала (например, «зачемление»

подвижного шлицевого соединения вала под действием крутящего момента).

Осевое усилие опасно в момент сжатия — может произойти потеря устойчивости и остаточные деформации вала.

Конструкцию компенсирующей муфты и ее параметры определяют крутящий момент $M_{кр}$, угловая скорость ω и необходимый угол перекоса α . Параметры рессор определяются с учетом типа выбранных муфт и предполагаемой величины перекоса муфт.

В ВТ применяются следующие типы угловых и линейных компенсаторов:

- зубчатые;
- шарнирные (карданные) со шлицевым соединением;
- упругие с использованием неметаллических элементов (втулок, блоков);
- упругие с использованием металлических элементов.

Муфты работают в широком диапазоне нагрузок, в различных условиях эксплуатации. Отметим, что положительный опыт эксплуатации муфт какого-либо типа в одних условиях может дать отрицательные результаты при их эксплуатации в других.

Зубчатые муфты

Зубчатые муфты (рис. 4.9.2) компактны, высокотехнологичны, имеют стабильные эксплуатационные данные. К их недостаткам относятся: необходимость смазывания и периодического контроля в эксплуатации, незначительный допустимый угол перекоса. Муфты могут передавать $M_{кр}$ от 800 Н·м до $1 \cdot 10^6$ Н·м (фактически $M_{кр}$ регламентированы от 400 Н·м до 7000 Н·м при $n = 3000$ об/мин).

Зубья муфт должны иметь высокую контактную прочность. При изменении угла перекоса от 0° до $1^\circ 30'$ напряжение смятия $\sigma_{см}$ увеличивается более чем в 3 раза. Зубья втулок и обойм имеют обычный эвольвентный профиль. Для обеспечения равнопрочности зубьев втулок и обойм зацепление, как правило, корректируют. Число зубьев каждого венца 30—80 в зависимости от размера.

Для возможности компенсации линейных и угловых погрешностей расположения соединяемых валов необходимо:

- зубчатое соединение выполнять с боковым зазором:

- заготовку втулки под нарезку зубьев обтачивать по сферической поверхности;
- зубу придавать бочкообразную форму.

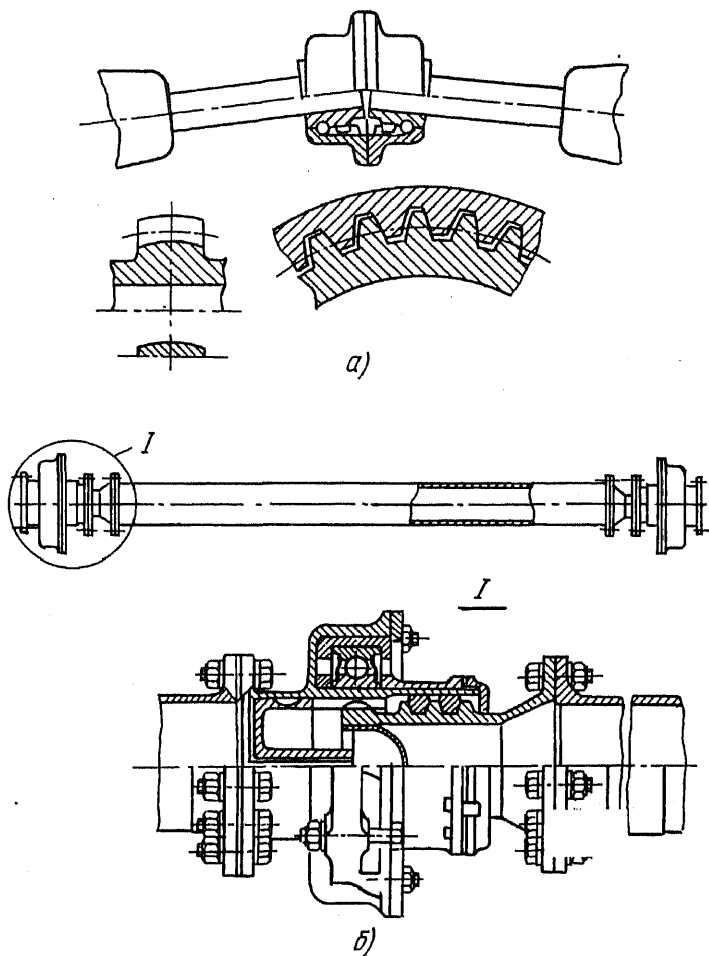


Рис. 4.9.2. ККС зубчатых муфт:
 а — зубчатая муфта; б — секции трансмиссионного вала вертолета Ми-6 с зубчатой муфтой

При работе муфты контактирующие зубья за каждый оборот проскальзывают друг относительно друга в осевом направлении,

поэтому основным критерием работоспособности муфт является износостойкость зубьев. Размеры муфт зависят от расчетного момента $M_{\text{кр.расч}}$, который определяется по наибольшему длительно действующему крутящему моменту $M_{\text{кр}}$, передаваемому муфтой:

$$M_{\text{кр.расч}} \leq k_1 k_2 M_{\text{кр}}.$$

Здесь k_1 — коэффициент безопасности ($k_1 = 1,8$); k_2 — коэффициент условий работы муфты ($k_2 = 1,3$).

После этого расчета проверяют условие прочности по наибольшему кратковременно действующему крутящему моменту:

$$M_{\text{кр.мах}} \leq 2 M_{\text{кр}}.$$

Момент $M_{\text{кр}}$ для муфт выбирают в соответствии с расчетом по контактным напряжениям.

Жесткий карданный механизм

Простым жестким карданным механизмом является шарнир Гука (рис. 4.9.3). Шарнирная муфта может передавать момент $M_{\text{кр}}$ до $3 \cdot 10^6$ Н·м с угловым смещением до 45° . Полушарнирные муфты шарнирных муфт выполняются в виде вилок, повернутых друг относительно друга под прямым углом и соединенных шарниром с промежуточным телом, обычно имеющим форму крестовины с шарниром. В шарнирах установлены подшипники скольжения или качения, периодически требующие контролируемого смазывания.

Шарнирные муфты технологически сложнее зубчатых, и их применение обосновано лишь при наличии большого углового смещения между валами (монтажного и эксплуатационного). Вращение ведомого вала одинарной шарнирной муфты, если он не соосен с ведущим, происходит неравномерно при равномерном вращении ведущего вала.

Соотношение между угловыми скоростями ведомого ω и ведущего ω_0 валов (т.е. мгновенное передаточное отношение) следующее:

$$\frac{\omega}{\omega_0} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha},$$

где γ — угол между осями валов; α — угол поворота ведущего вала от некоторого исходного положения.

Коэффициент неравномерности вращения ведомого вала

$$k = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_0} = \operatorname{tg} \gamma \sin \gamma.$$

При небольших углах γ

$$k \approx \gamma^2$$

(γ — в рад).

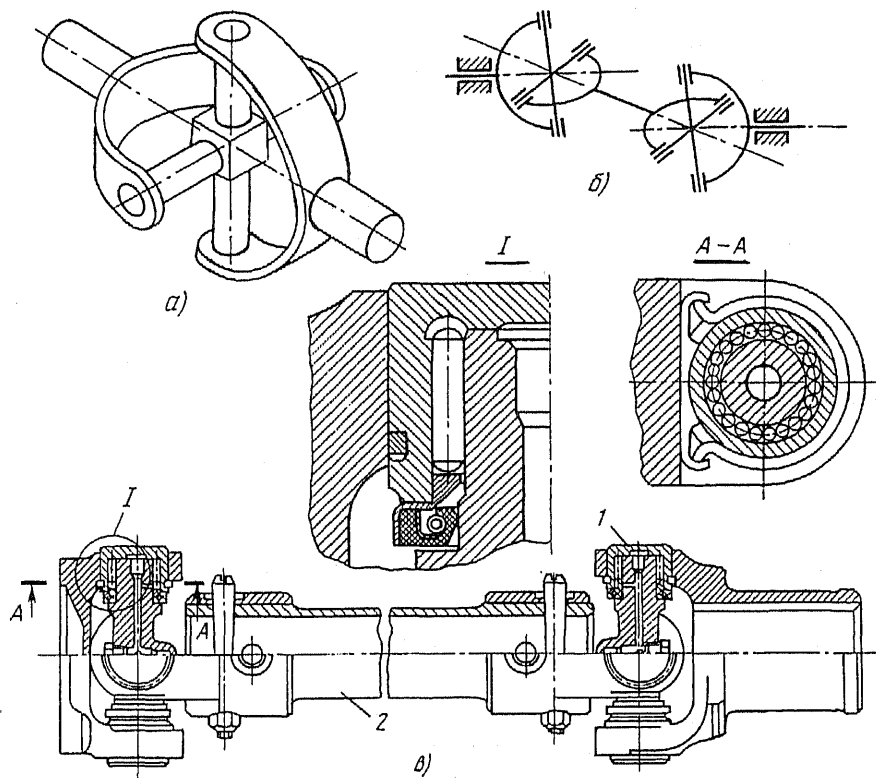


Рис. 4.9.3. ККС универсальных шарниров (шарниров Гука):
 а — простой шарнир; б — сдвоенный шарнир;
 в — секция вала с шарнирами Гука:
 1 — крестовина шарнира; 2 — рессора

Переменное мгновенное передаточное отношение шарнирной муфты вызывает дополнительные динамические нагрузки, в т.ч. возможны удары при выборке зазоров в разные стороны. Синхронность вращения ведомого вала муфты можно обеспечить установкой двух последовательно соединенных шарнирных муфт с промежуточным валом. Оси ведущего и ведомого валов должны составлять одинаковые углы с промежуточным валом, а вилки на обоих концах промежуточного вала должны лежать в одной плоскости. При эксплуатации шарнирных муфт на больших угловых скоростях вращения и значительных моментах $M_{кр}$, передаваемых ВТ, возникают крутильные и изгибные колебания, которые могут существенно сказаться на ресурсе вала.

Карданный механизм с упругими металлическими дисками

В муфтах используются металлические диски (пластинчатые муфты), радиальная и крутильная жесткость которых соизмерима с радиальной и крутильной жесткостью соединяемых валов. Муфты могут использоваться для передачи больших крутящих моментов при высоких окружных скоростях, обеспечивая надежность и необходимый ресурс трансмиссии с минимальными затратами на эксплуатационный период.

Муфты (рис. 4.9.4) состоят из двух полумуфт и упругого звена, набранного из тонких стальных пластинчатых дисков, скрепленных болтами с полумуфтами.

Пластинчатые упругие муфты изготавливаются из стали 23Х15Н 5АМЗ-Ш-Н1 с фторопластовым покрытием.

Максимальный угол перекоса осей при использовании упругой пластинчатой муфты трансмиссионного вала при эксплуатации допускается не более $30'$ (монтажный угол — $15'$).

При динамических нагрузках упругие муфты аккумулируют и частично рассеивают энергию за счет внешнего трения между пластинами и внутреннего трения в материале упругих элементов. В муфтах со стальными пружинами решающее значение имеет внешнее трение. Введением упругих муфт можно выйти из области резонанса.

Основную трудность при проектировании этих муфт представляет расчет на прочность упругого диска и определение характеристик жесткости муфты. Методика расчета муфты приведена в [23].

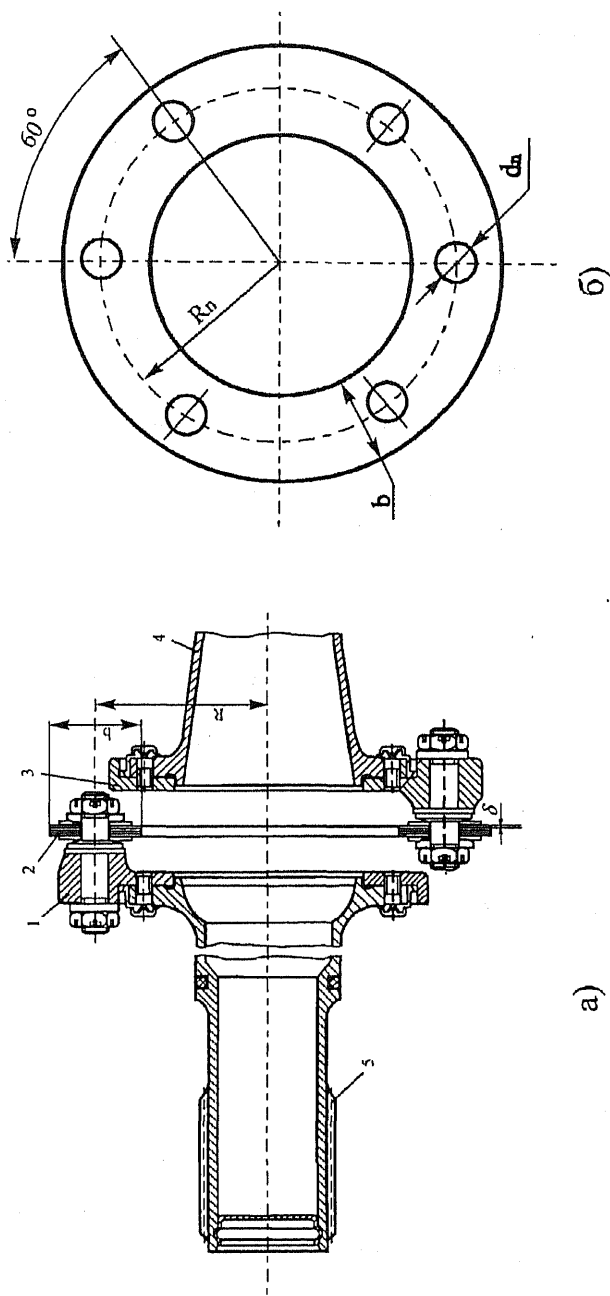


Рис. 4.9.4. ККС муфты с упругими металлическими пластинами:

а — расчетная схема упругой муфты;

1, 3 — полумуфты; 2 — набор стальных дисков; 4 — рессора; 5 — шлицы;

δ , b — толщина и ширина пластины; R — вынос пальца полумуфты относительно оси вала;

b — упругий элемент муфты;

R_n — радиус расположения пальцев полумуфты; d_n — диаметр пальцев; b — ширина пластины

Карданный механизм с резиновыми упругими элементами

В муфтах применяют упругие резиновые элементы (рис. 4.9.5), работающие на равномерное сжатие (*a*), на неравномерное сжатие (*b* и *в*), на сложное сопротивление с преобладанием сжатия (*г* и *д*), на изгиб (*e*), на сдвиг (*ж*), на сдвиг со сжатием и изгибом (*з*, *и*), на кручение (*к*, *л*, *м*).

На рис. 4.9.6, *a* показана упругая муфта, состоящая из двух металлических муфт и резиновых блоков, приклеенных к лопаткам полумуфт при вулканизации резины.

Муфты с резиновыми упругими элементами высокоэластичны, компактны, надежны и просты в эксплуатации, имеют хорошие амортизационные свойства. Они также проще в технологическом отношении, чем муфты со стальными упругими элементами. К недостаткам рассматриваемых муфт относятся: структурные изменения под внешними воздействиями и как следствие — постепенное изменение упругих свойств; незначительное допустимое угловое смещение 20—30' (для быстроходных муфт 10—15'); большая неравномерность нагрузки резиновых блоков (вследствие этого разрушение резины — растрескивание растянутых зон резиновых блоков).

При разработке конструкции упругой муфты определяются геометрические размеры металлических и резиновых элементов (рис. 4.9.6, *б*, *в*) и характеристики жесткости упругих муфт.

Основные рекомендации по выбору параметров элементов упругой муфты:

— отношение наружного и внутреннего диаметра блоков не должно превышать 1,8—2,0;

— с достаточной для практики точностью можно допускать, что все резиновые блоки воспринимают одинаковые силы от крутящего момента:

$$P = \frac{M_{кр}}{z R_{ср}},$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент, действующий на муфту; z — число блоков; $R_{ср} = \frac{R+r}{2}$ (R и r — наружный и внутренний радиус блока соответственно);

— ширина блока b определяется величиной допустимых напряжений сдвига резины ($\frac{b}{R} = 0,2-0,4$);

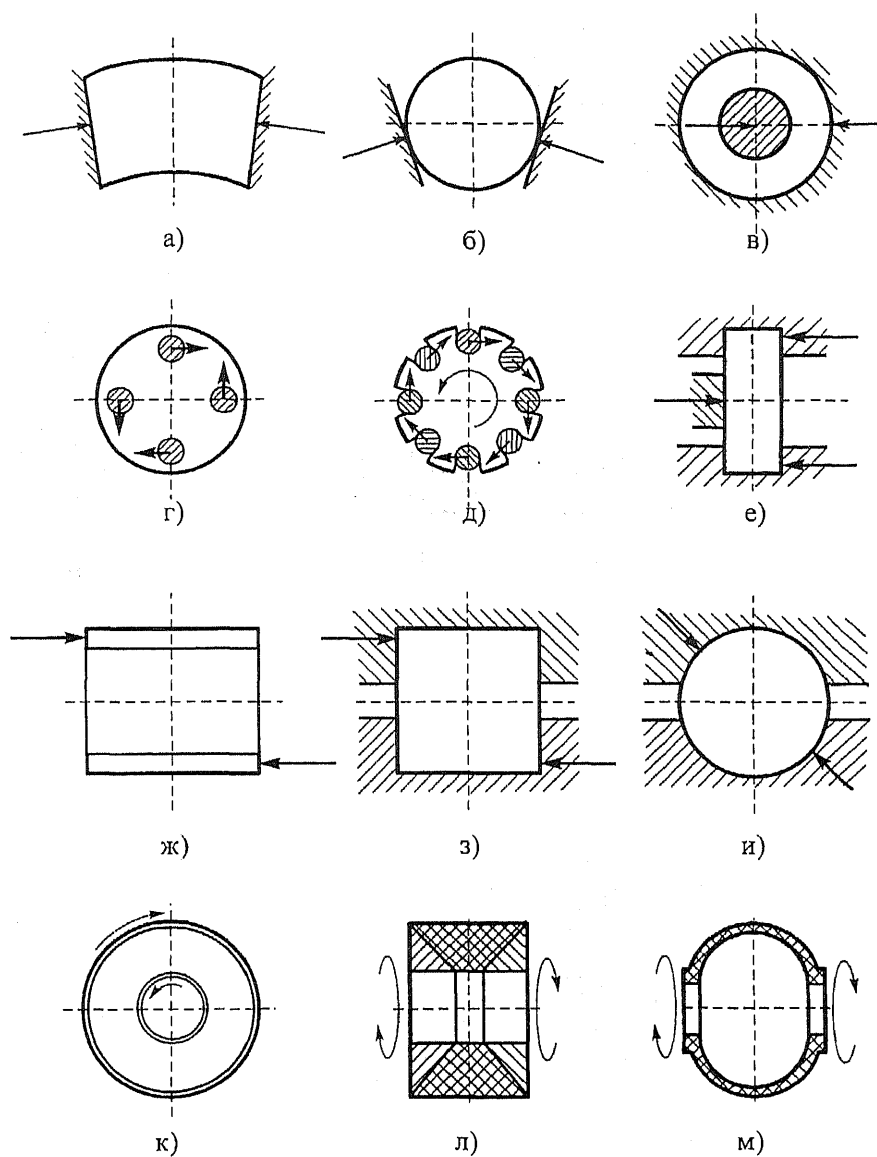


Рис. 4.9.5. Типы резиновых упругих муфт:
 а, б, в, г, д — сжатие; е — изгиб; ж — сдвиг;
 з, и — сдвиг со сжатием и изгибом; к, л, м — кручение

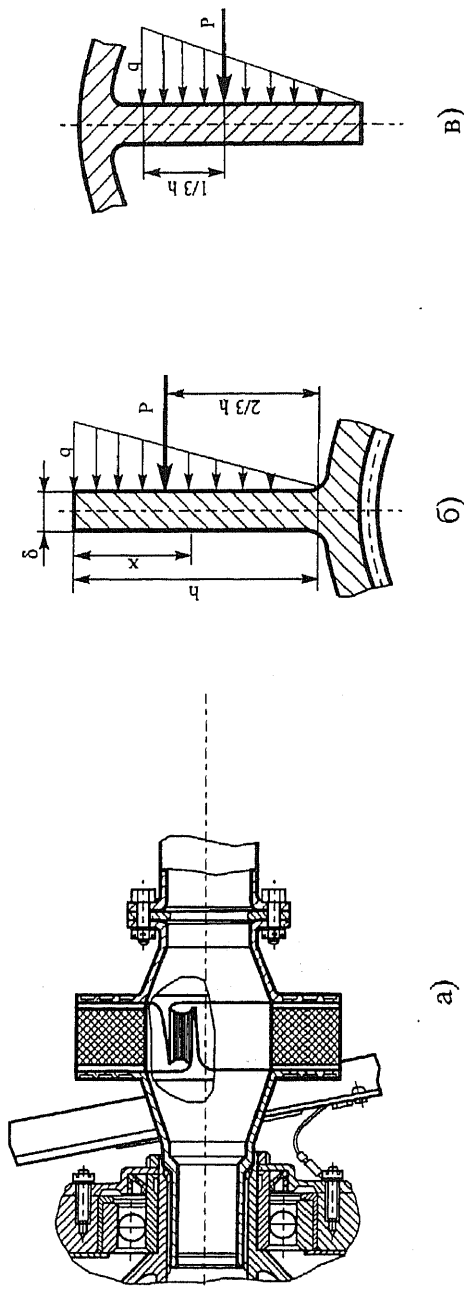


Рис. 4.9.б. Расчетная схема муфты с резиновым упругим элементом:
 а — конструктивная схема упругой муфты вертолета S-58;
 б, в — схема нагружения лопаток внешней и внутренней полумуфты;
 б, h — ширина и толщина лопатки полумуфты; P — сила

— напряжения сжатия в блоках принимается равным 1,5—2,5 МПа (меньшее значение для быстроходных муфт), напряжение сдвига $\tau = 0,08—0,14$ МПа.

Определение деформации растяжения и сдвига возможно с использованием формул Гука, если деформации не превышают $\varepsilon = 0,15—0,2$ для растяжения и $\varepsilon = 0,3—0,4$ для сдвига.

При расчете резинового блока на сжатие можно пользоваться формулой

$$P = E_y F \varepsilon,$$

где P — сила сжатия; $E_y = 6G \left(1 + \Phi^2 \right)$ — условный модуль упругости резинового элемента; G — модуль сдвига резины; F — площадь сечения; Φ — фактор формы деформируемого резинового элемента; $\varepsilon = \frac{\Delta h}{h}$ — относительная деформация сжатия ($h, \Delta h$ — толщина осадка резинового блока).

Фактор формы Φ :

— для резинового блока прямоугольной формы

$$\Phi = \frac{a b}{2 h (a + b)};$$

a, b, h — высота, ширина и толщина резинового блока соответственно.

Расчетные значения радиальной и изгибной жесткости [23] упругой муфты позволяют оценить собственную частоту изгибных колебаний соединительных валов трансмиссии вертолета. По той же методике определяются нагрузки, которые возникают в условиях эксплуатации при работе соединительных валов (изгибающие моменты от перекоса упругих муфт и осевые силы от взаимного перемещения агрегатов, соединенных трансмиссионными валами).

Соединительные (фланцевые) муфты

Фланцевые муфты предназначены для передачи крутящего момента между валами. Длинные валы по условиям технологии изготовления, технологии сборки или транспортировки нередко приходится делать составными. Соединения участков такого составного вала производят муфтами.

Во избежание поломок деталей при возникновении больших нерасчетных перегрузок применяют предохранительные перегрузочные муфты. Смягчение динамических нагрузок и снижение интен-

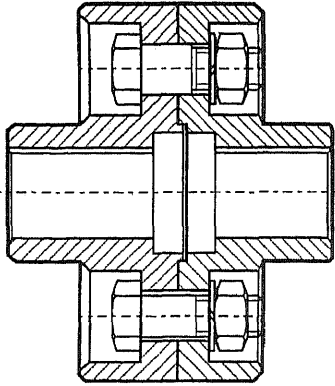


Рис. 4.9.7. Конструктивная схема фланцевой муфты

осевой силы затяжки стыка,

$$k = \frac{P_{\text{зат}}}{\pi (R_2^2 - R_1^2)} \quad (P_{\text{зат}} \approx 36 \text{ МПа}).$$

Крутящий момент, передаваемый фланцевыми соединениями, должен быть меньше момента трения. Обычно принимают $M_{\text{тр}} = 1,25 M_{\text{кр}}$. Сила затяжки $P_{\text{зат}}$, приходящаяся на один болт при их общем числе z ,

$$P_{\text{зат}} = \frac{M_{\text{кр}}}{0,53 A \mu R_2 z}, \quad \text{где} \quad A = \frac{1 - R_1 / (R_2)^3}{1 - R_1 / (R_2)^2}.$$

Напряжение растяжения в болте у выполненных конструкций σ может достигать 400 МПа.

Шлицевые соединения

В соединениях валов трансмиссии (рис. 4.9.8) применяются преимущественно эвольвентные зубчатые (шлицевые) соединения с центрированием по боковым сторонам зубьев или по наружному диаметру вала, а иногда — по вспомогательным цилиндрическим или коническим поверхностям. Шлицевые соединения выходят из строя в основном из-за смятия и износа (контактной коррозии) рабочих поверхностей зубьев.

сивности колебаний соединения валов осуществляют упругими муфтами.

Фланцевая муфта (рис. 4.9.7) — основной вид глухих муфт. Крепежные болты устанавливаются с зазором, крутящий момент передается силами трения между фланцами и определяется по формуле

$$M_{\text{тр}} = \frac{2}{3} \pi k \mu (R_2^3 - R_1^3),$$

где μ — коэффициент трения для обезжиренных поверхностей соприкосновения фланцевого соединения ($\mu = 0,15-0,20$); R_1 и R_2 — радиусы, ограничивающие поверхности трения; k — удельное давление от

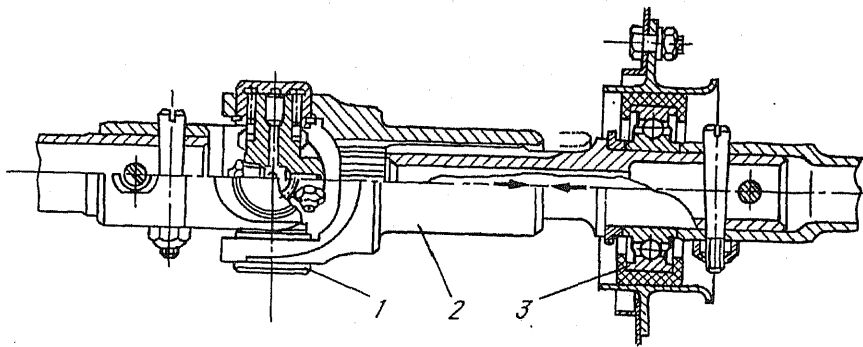


Рис. 4.9.8. ККС узлов вала РВ с компенсаторами:
 1 — шарнир Гука; 2 — шлицевое подвижное соединение;
 3 — опорный подшипник вала

Наибольшие напряжения смятия могут быть рассчитаны по формуле

$$\sigma_{\text{см max}} = k \sigma_{\text{см}}$$

где $\sigma_{\text{см}} = 0,1 \sigma_{\text{в}}$ — для нецементированных зубьев, $\sigma_{\text{см}} = 0,2 \sigma_{\text{в}}$ — для цементированных или азотированных зубьев; k — коэффициент неравномерности распределения нагрузки, $k = k_z k_{\text{в}}$ (k_z и $k_{\text{в}}$ — коэффициенты неравномерности распределения нагрузки между зубьями и по их длине соответственно).

Коэффициент k_z зависит от точности изготовления (в основном от погрешностей окружного шага зубьев) и сборки соединения, способа центрирования деталей, а также от радиальной силы и момента, нагружающих шлицевую втулку.

Коэффициент $k_{\text{в}}$ зависит от окружных и радиальных деформаций шлицевых венцов, податливости зубьев, схемы нагружения соединения и имеет большее значение, чем k_z .

Разрушение рабочих зубьев (шлицев) всегда усталостное, с развитием трещин усталости либо от профильных кромок на торцах зубьев из-за наличия в этих местах концентрации касательных напряжений кручения, либо от фреттинг-коррозии на боковых поверхностях.

Конкретными причинами концентрации напряжений на краях зубьев являются:

— значительные упругие деформации зубчатых элементов при сборке узлов или в процессе эксплуатации;

— местные пластические деформации зубьев соединяемых деталей при сборке;

— образование неблагоприятного макрорельефа зубьев из-за их эксплуатационного износа и смещения зоны контакта зубьев при ремонте или эксплуатации изделий.

Для уменьшения концентрации нагрузки у торцов соединения шлицевым венцам придается коническая форма. С увеличением углов конусности втулки и вала коэффициент k_v уменьшается практически линейно.

Конструктивно-кинематические схемы муфт свободного хода

Муфта свободного хода (МСХ), или обгонная муфта, — это передаточный механизм, ведущее и ведомое звенья которого могут автоматически соединяться и разъединяться в зависимости от направления их относительного движения.

МСХ соединяют входные быстроходные валы с первой ступенью механизма редукции. Основное назначение МСХ на вертолете — автоматическое отсоединение вала отказавшего двигателя от редуктора и обеспечение безопасности полета на авторотации или с одним работающим двигателем. Кроме того, МСХ обеспечивает возможность разнорежимной работы двигателей в процессе их поочередного опробования на земле.

В зависимости от принципа действия различают храповые и фрикционные МСХ. Храповые МСХ работают по принципу зацепления, фрикционные действуют вследствие заклинивания между ведущим и ведомым звеньями вспомогательных элементов (шариков, роликов и пр.).

Наибольшее распространение в авиационной технике получили роликовые муфты, основными достоинствами которых являются:

— способность передавать большие нагрузки при относительно малых габаритных размерах;

— высокие относительные скорости звеньев и небольшие моменты от сил трения в период свободного хода;

— заклинивание с минимальным углом относительного поворота звеньев, легкость расклинивания;

- технологичность;
- простота эксплуатации и ремонта.

Полный цикл движения звеньев МСХ включает четыре периода:

- свободный ход;
- заклинивание;
- заклиненное состояние;
- расклинивание.

Основными конструктивными элементами роликовой МСХ являются: звездочка, обойма, заклинивающие ролики и прижимное устройство.

Назначение прижимного устройства — обеспечивать контакт заклинивающих роликов с обоймой и звездочкой. При этом достигается устранение «мертвого хода» в период заклинивания МСХ, т.е. обеспечивается готовность муфты к мгновенному и одновременному заклиниванию всех роликов.

Различают прижимные устройства индивидуальные и групповые (сепараторные).

Сепараторные прижимные устройства допускают значительно большую скорость относительного движения звеньев в период свободного хода, чем индивидуальные прижимы, и позволяют размещать большое количество роликов в МСХ. Это обеспечивает высокую нагрузочную способность муфт и их широкое применение в трансмиссиях вертолетов.

По конструктивным особенностям МСХ редукторов вертолетов подразделяются на два основных типа: с пружинными и с фрикционными прижимными устройствами. Применяются также конструкции муфт с комбинированными прижимными устройствами, содержащими пружинный и фрикционный элементы.

Расчетная схема элементов МСХ

Угол между касательными, проведенными через точку соприкосновения ролика с обоймой и звездочкой (рис. 4.9.9), называется *углом заклинивания* α .

Для уменьшения влияния погрешностей изготовления и износа деталей на величину угла заклинивания роликов рабочие поверхности звездочки рекомендуется выполнять не плоскими, а цилиндрическими с направляющими в виде окружности, архимедовой или логарифмической спирали.

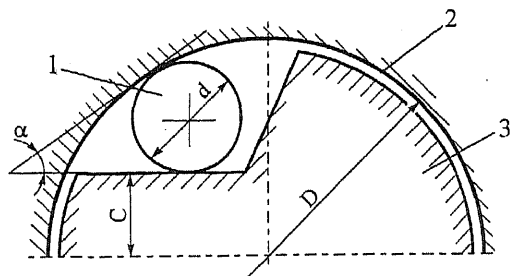


Рис. 4.9.9. Расчетная схема муфты свободного хода с плоской рабочей поверхностью звездочки: 1 — ролик; 2 — обойма; 3 — звездочка; α — угол заклинивания; d, D — диаметр ролика и обоймы соответственно

Заклинивание и заклиненное состояние МСХ

Под заклиниванием МСХ понимают процесс перекатывания роликов в сужающуюся часть клинового пространства между звездочкой и обоймой в результате действия сил трения в контакте, вызванных перемещением ведущего звена относительно ведомого в направлении передачи крутящего момента. Этот процесс характеризуется ростом сил нормального давления и сил трения сцепления между обоймой и звездочкой, потерей энергии на трение качения роликов по рабочим поверхностям, потерей энергии на разрыв масляной пленки и накоплением потенциальной энергии деформации.

Процессу заклинивания предшествует момент, соответствующий окончанию периода свободного хода, когда угловые скорости обоймы ω_1 и звездочки ω_2 становятся равными. Заклинивание начинается при $\omega_2 \geq \omega_1$ и заканчивается равновесным заклиненным состоянием $\omega_1 = \omega_2$.

Принимается допущение, что на все ролики, помещенные в сепараторе, действуют одинаковые силы и заклинивание роликов происходит одновременно.

Методика расчета и схема сил, действующих на ролик в период заклинивания МСХ, приведены в [3]. В настоящее время еще не принята какая-либо единая теория заклинивания МСХ.

Расклинивание МСХ

Период расклинивания МСХ характеризуется уменьшением передаваемого муфтой крутящего момента от значения, соответствующего заклиненному состоянию, до нуля. По мере уменьшения крутящего момента основные звенья освобождаются от деформа-

ций. Под действием сил упругости происходит перемещение ролика в более широкую часть клинового пространства. Одновременно с этим ведущее и ведомое звенья поворачиваются относительно друг друга.

Свободный ход МСХ

Под *периодом свободного хода* МСХ понимают время движения механизма, в течение которого ведомое звено движется с большей угловой скоростью, чем ведущее. При этом ролики расклинены и под действием сил трения в контакте с обоймой вращаются в окнах сепаратора. Свободный ход продолжается с момента окончания процесса расклинивания МСХ до момента начала периода заклинивания.

Выбор основных конструктивных параметров МСХ

Главными критериями работоспособности МСХ являются:

- способность муфты заклиниваться без пробуксовывания;
- контактная прочность и усталостная выносливость наиболее нагруженных элементов;
- отсутствие повышенного износа рабочих поверхностей деталей при высоких относительных угловых скоростях движения звеньев в период свободного хода.

Надежное заклинивание МСХ возможно при выполнении условий:

- контакта роликов с обоймой и звездочкой в начальный момент заклинивания;
- самозаклинивания роликов в начальной стадии периода их заклинивания;
- непробуксовывания муфты при наличии деформации нагруженных элементов.

Выполнение первого и второго условий обеспечивается главным образом за счет действия прижимного усилия на ролики, величина которого выбирается с учетом динамики движения основных звеньев МСХ и свойств смазочного масла.

Выбор угла заклинивания

Вопрос о выборе угла заклинивания ролика при проектировании роликовых МСХ обычно решается на основании опытных данных их конструирования и эксплуатации. Для саморасклинивающихся МСХ

углы заклинивания выбираются в пределах $3^\circ < \alpha < 5^\circ 30'$, а допуск на величину угла заклинивания составляет $\pm 15'$.

Требования к конструкции деталей МСХ

Для уменьшения габаритных размеров МСХ необходимо использовать максимально возможное количество роликов и обеспечивать более равномерный их контакт с обоймой и звездочкой. Равномерность распределения давления по длине роликов может быть достигнута, если изготовить слегка выпуклые ролики (с бомбиной) или ролики с небольшой конусностью на концах.

Большое влияние на равномерность распределения нагрузки между роликами и по длине каждого из них оказывает точность изготовления сепаратора и звездочки, а в процессе длительной эксплуатации — износостойкость материала сепаратора. Применение сепараторов из алюминиевых сплавов показало, что они имеют неудовлетворительную износостойкость. Более высокие показатели обеспечивают бронзовые и стальные сепараторы. Опыт эксплуатации и результаты исследований высокооборотных МСХ вертолетов свидетельствуют о целесообразности применения стальных облегченных сепараторов и необходимости повышения качества их динамической балансировки.

Особое внимание при проектировании МСХ должно быть обращено на точность центрирования звездочки, обоймы и сепаратора. При эксцентричном расположении звездочки относительно обоймы ролики заклиниваются под различными углами α , что может привести к значительной перегрузке одних роликов, в то время как другие могут совсем не передавать момента.

Рекомендуемое число роликов в сепараторе для вертолетных МСХ $z_p = 8-20$ шт. Величины параметров $k_1 = \frac{D}{d}$ и $k_2 = \frac{l_p}{d_1}$ (где D — диаметр отверстия обоймы; d — диаметр ролика; l_p — длина ролика) рационально выбирать в пределах $k_1 = 7-10$ и $k_2 = 1,5-4$.

Обоймы и звездочки МСХ изготавливаются из цементируемых сталей с глубиной цементации δ контактных поверхностей $\delta = 0,8-1,0$ мм для обоймы, $\delta = 1,0-2,0$ мм для звездочки и закалкой до $HRC \geq 60$). Для изготовления роликов рекомендуют применять стали ШХ15 ($HRC 59-63$), У8А ($HRC 60-62$), У10 ($HRC 59-62$). Обоймы и звездочки МСХ редукторов изготавливают из стали 12Х2Н4А (глубина цементации 1,0—1,7 мм, ($HRC 60$)).

Расчет на контактную прочность

Наибольший крутящий момент, передаваемый МСХ, вычисляется как сумма номинального и динамического моментов $M_{\text{крmax}} = M_{\text{н}} + M_{\text{д}}$ или $M_{\text{крmax}} = k_{\text{д}} M_{\text{н}}$, где $k_{\text{д}}$ — коэффициент динамичности, зависящий от типа двигателя, редуктора, конструктивных особенностей трансмиссии. Для МСХ силовых установок вертолетов коэффициент динамичности выбирают на основании результатов экспериментальных исследований крутильных колебаний валов, соединяющих двигатель с редуктором. Для ориентировочных расчетов $k_{\text{д}} = 1,1-1,2$.

Погрешности изготовления деталей, приводящие к неравномерности распределения нагрузки между роликами, учитываются коэффициентом точности $k_{\text{м}}$. Для МСХ с плоскими рабочими площадками звездочки $k_{\text{м}} = 1,1-1,5$; для МСХ с криволинейным профилем рабочих поверхностей звездочки $k_{\text{м}} = 1,0-1,25$. Расчетный момент $M_{\text{кр.расч}} = M_{\text{н}} k_{\text{д}} k_{\text{м}}$.

МСХ вертолетов относятся к механизмам с малым числом включений за ресурс (3—5 включений на час наработки), длительное время работают в заклиненном состоянии при плавном характере изменения передаваемой нагрузки и относительно небольшой интенсивности крутильных колебаний в трансмиссии.

По характеру нагружения контактных поверхностей деталей в заклиненном состоянии они ближе всего к подшипникам качения, работающим в условиях качательного (колебательного) движения. Для вертолетных МСХ нормальные контактные напряжения сжатия $\sigma_{\text{с}} = 4,2-5,8$ ГПа.

Расчетное нормальное усилие в местах контакта роликов со звездочкой:

$$P_{\text{расч}} = \frac{2 k_{\text{р}} M_{\text{расч}}}{\alpha R z_{\text{р}}},$$

где $k_{\text{р}} = 0,55-0,75$ — поправочный коэффициент для МСХ с $\alpha = 4-6^\circ$; α — угол заклинивания муфты; R — внутренний радиус обоймы; $z_{\text{р}}$ — количество роликов.

Наибольшие нормальные напряжения в зоне контакта прямолинейного профиля звездочки

$$\sigma_c = 0,418 \sqrt{\frac{P_{\text{расч}} E}{l_p r}},$$

где E — модуль продольной упругости; l_p — длина ролика; r — радиус ролика.

Наибольшие касательные напряжения в зоне контакта при отсутствии трения $\tau_{\text{max}} = 0,304 \sigma_c$. Силы трения, действующие на поверхности контакта, незначительно увеличивают максимальные контактные напряжения.

В практике толщина обоймы δ принимается конструктивно в зависимости от диаметра ролика $\delta = (0,8 - 1,2) d$, после чего проверяется условие прочности при сложном виде напряжения от растяжения и изгиба.

Для более равномерного распределения нагрузки между роликами и снижения динамических нагрузок оправданно увеличивать упругую податливость обоймы МСХ. Однако в связи с тем, что деформация элементов МСХ приводит к увеличению угла заклинивания, податливость муфты должна быть лимитирована.

Основной задачей расчета на жесткость МСХ является определение максимального угла заклинивания α_n при деформации нагруженных элементов.

Условия непробуксовывания МСХ под нагрузкой определяются неравенством $\alpha_n < 9^\circ$.

Фрикционные муфты

Фрикционные муфты основаны на создании сил трения между элементами муфты. Силы трения регулируются силой сжатия трущихся поверхностей, поэтому фрикционные муфты допускают плавное сцепление при любой скорости с регулировкой времени включения. В период включения в муфте имеет место скольжение. При установившемся движении скольжение отсутствует.

Расчет муфт производится по номинальному моменту с допустимыми нагрузками.

Фрикционные муфты по форме рабочих поверхностей делятся на:

- дисковые, у которых рабочими поверхностями являются плоские боковые поверхности диском (рис. 4.9.10);
- конусные с рабочими поверхностями конической формы;

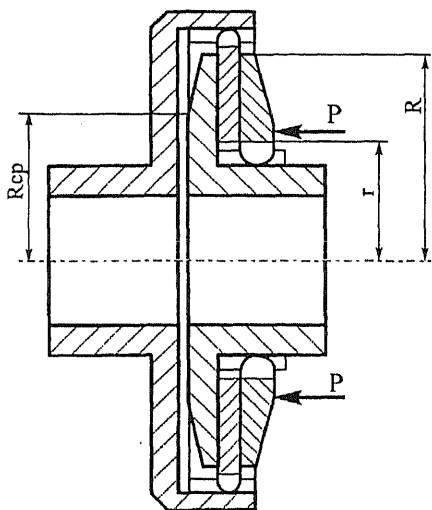


Рис. 4.9.10. Расчетная схема
 дисковой муфты:
 P — усилие сжатия
 элементов муфты;
 R, R_{cp}, r — внешний,
 средний и внутренний
 радиусы поверхностей
 трения муфты;

— цилиндрические колодочные и кольцевые (с разжимными кольцами), у которых рабочие поверхности имеют цилиндрическую форму.

По условиям смазки муфты разделяют на сухие и масляные, т.е. работающие со смазкой. В сухих муфтах используются пары — стальные диски и диски с накладками из фрикционного материала на асбестовой основе (которые приклеиваются к диску).

Фрикционные муфты разделяются также на:

— нормально-разомкнутые, которые при освобожденном (не работающем) механизме управления расцеплены;

— нормально-замкнутые, при освобожденном механизме управления сцепленные под действием пружин.

Наибольшее применение имеют нормально-замкнутые муфты.

Основными среди фрикционных муфт являются дисковые. Применяются однодисковые муфты (с двумя поверхностями трения) и особенно — многодисковые (с несколькими поверхностями трения). Число дисков выбирают не более 8—12, что связано с неравномерностью сил сжатия из-за трения на шлицах и с плохой расцепляемостью при большом числе дисков.

При выбранных радиальных размерах дисковой муфты потребное число поверхностей трения определяется по формуле

$$i \geq \frac{\beta M_{\text{кр}}}{\pi (R^2 - r^2) R_{\text{ср}} [p] f},$$

где β — коэффициент запаса сцепления ($\beta = 1,25-1,5$); $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент; R и r — наружный и внутренний радиусы кольцевой поверхности трения, отношение $\frac{r}{R} = 0,5-0,7$; $R_{\text{ср}} = \frac{R+r}{2}$ — средний радиус поверхности трения; f — коэффициент трения ($f = 0,3$ — прессованный материал на основе «асбест-сталь», $f = 0,4$ — «металлокерамика — закаленная сталь»); $[p]$ — допустимое давление $p = 2-3 \cdot 10^2$ КПа — прессованный материал на основе «асбест-сталь», $p = 2-4 \cdot 10^2$ КПа — «металлокерамика — закаленная сталь»; i — число пар поверхности трения, равное сумме наружных и внутренних дисков вместе с крайними фланцами минус единица.

4.10. СИСТЕМЫ ТРАНСМИССИИ

Масляная система

Масляную систему трансмиссии обычно выполняют автономной для каждого редуктора (главного, промежуточного, РВ).

В конструкцию корпусов редукторов трансмиссии рекомендуется включать масляную полость, выполняющую функцию масляного бака. Корпуса редукторов должны иметь заливную горловину с фильтром и устройства для слива и измерения количества масла, находящегося в масляной полости. Редукторы с системой смазки под давлением должны также иметь: фильтры на входе в насосы подачи и откачки масла и за насосом подачи масла к форсункам; систему перепуска масла мимо фильтрующего элемента; отстойную полость со сливным устройством; суфлер для выравнивания давления внутри редуктора с атмосферным давлением. В случае потери масла (например, в ГР) должна обеспечиваться возможность работы НВ на режиме авторотации при снижении вертолета с максимальной высоты крейсерского полета и с последующей посадкой.

Система охлаждения агрегатов двигателя и редуктора

Система охлаждения состоит из следующих элементов: воздухозаборника, вентилятора с приводом, масляно-воздушных радиаторов, капота, регулирующих створок (жалюзи), выходного воздушного канала и системы управления створками.

Система охлаждения ТВД обычно входит в конструкцию двигателя. В некоторых случаях в системе охлаждения используется воздух, отбираемый от вентиляционной установки (рис. 4.10.1) и подаваемый для охлаждения в маслорадиаторы двигателей и ГР, в систему кондиционирования воздуха кабин вертолета, стартер-генераторов, компрессора и выхлопных патрубков двигателей. Отбор мощности для вращения вентилятора маслорадиатора может осуществляться непосредственно от вала РВ (рис. 4.10.1, б, в).

Потребное количество воздуха от вентиляторной установки определяется как сумма расходов для всех вышеперечисленных агрегатов. Поверхность охлаждения масляно-воздушных радиаторов

$$S_p = \frac{Q_m}{k(t_m - t_n)},$$

где Q_m — количество отводимого тепла; k — коэффициент теплопередачи от масла охлаждаемому воздуху,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda}},$$

α_n , α_n — коэффициенты теплоотдачи от масла поверхности радиатора, от поверхности радиатора в охлаждаемый воздух соответственно; λ — теплопроводность материала радиатора; δ — толщина сот радиатора; t_m , t_n — температура масла и воздуха).

Количество масла, необходимое для отвода тепла от редуктора,

$$m_m = \frac{Q_m}{c \Delta t},$$

где c — удельная теплоемкость масла ($c = 2$ Дж/кг · К); Δt — перепад температуры масла на выходе и входе в редуктор.

Для регулировки расхода масла через радиатор, а также для предохранения радиатора от повышенного давления вследствие высокой вязкости холодного масла на радиаторе устанавливается термостат.

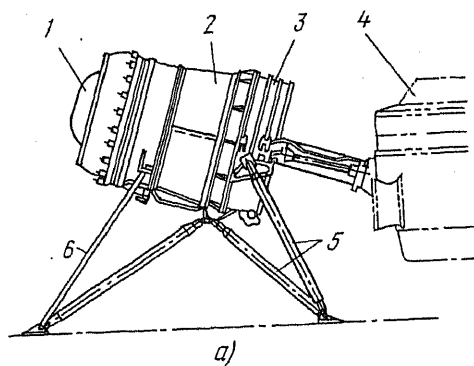
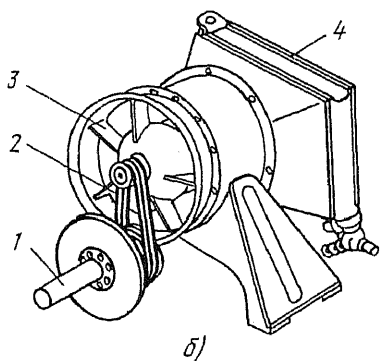
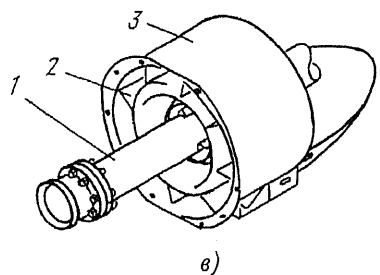


Рис. 4.10.1. ККС
 вентиляторных установок
 масляных радиаторов:
 а — привод вентилятора
 от ГР:

- 1 — воздухозаборник;
- 2 — кожух вентилятора;
- 3 — корпус радиатора;
- 4 — главный редуктор;
- 5, 6 — стержни опорной рамы;
- б — привод вентилятора
 от вала РВ:



- 1 — вал рулевого винта;
- 2 — клин-ременная передача;
- 3 — вентилятор;
- 4 — радиатор;



- в — привод вентилятора
 от вала рулевого винта:
- 1 — вал рулевого винта;
- 2 — вентилятор;
- 3 — корпус радиатора

Глава 5. СИЛОВАЯ УСТАНОВКА

Силовая установка (СУ) вертолета состоит из двигателя, элементов его крепления, воздухозаборников, выходных устройств, каналов и систем: управление двигателями, топливной, масляной, пожарной защиты. Тип двигателя, его характеристики, количество и расположение определяются в процессе проектирования.

Система управления двигателями СУ служит для обеспечения как раздельного, так и одновременного управления двигателями и изменения их мощности во всем диапазоне режимов от малого газа до максимального и обратно. Система управления двигателями СУ как на земле, так и в полете должна обеспечивать:

- установку заданного режима работы двигателя в ожидаемых условиях эксплуатации;
- запуск и выключение двигателя;
- управление противопожарным краном.

5.1. КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВЫЕ СХЕМЫ КРЕПЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ВЕРТОЛЕТАХ

Крепление двигателя должно воспринимать нагрузки, приходящие на его картер (крутящий момент $M_{кр}$, осевую и радиальную составляющие от веса G и инерционных сил), иметь температурные и монтажные компенсаторы и амортизаторы (рис. 5.1.1). КСС крепления двигателя разрабатываются для конкретного типа двигателя с учетом эксплуатационных требований (доступ ко всем агрегатам двигателя и элементам их крепления, минимальная трудоемкость монтажа и демонтажа двигателя).

Тяги крепления переднего пояса двигателя А—А (рис. 5.1.1, а) должны иметь:

- компенсатор длины (винтовая пара, тандер) (рис. 5.1.2, а) для обеспечения соосности двигателя и МСХ, расположенной в картере главного редуктора;
- шарниры в узлах крепления тяги к узлам, расположенным на картере двигателя и фюзеляжа, для компенсации Δl_t — температурного удлинения его картера;
- амортизатор колебаний двигателя 2 (рис. 5.1.2, а).

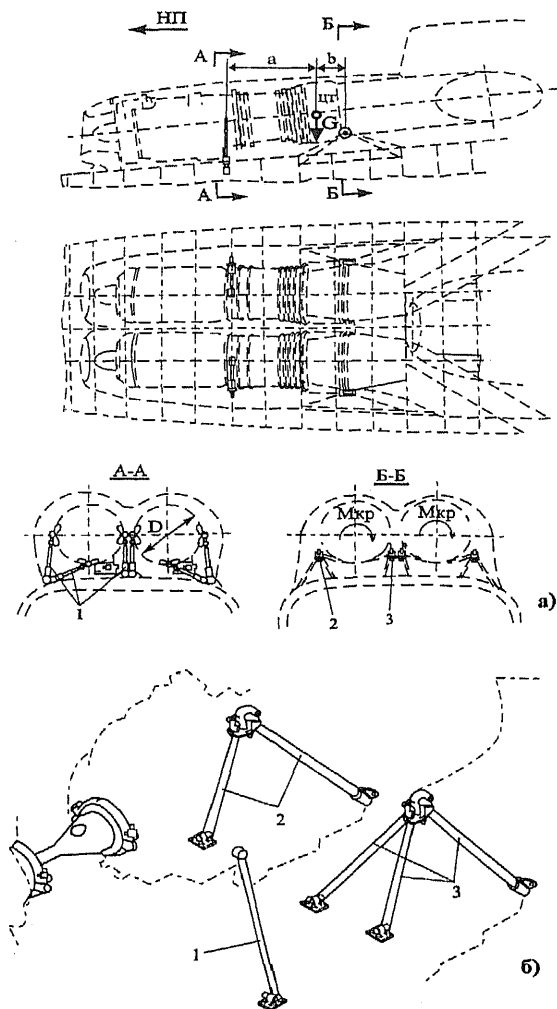


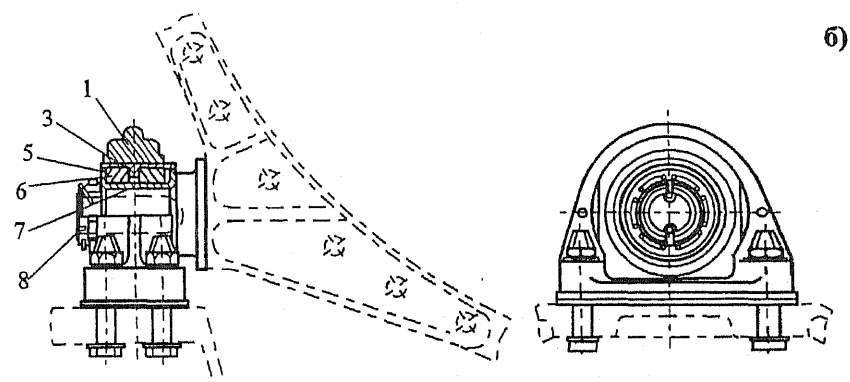
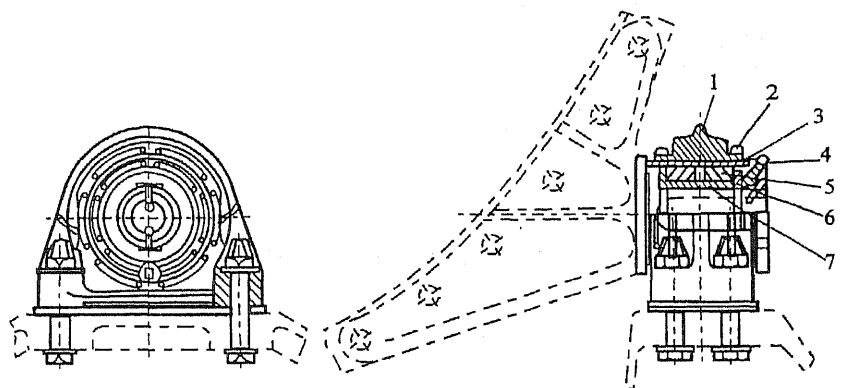
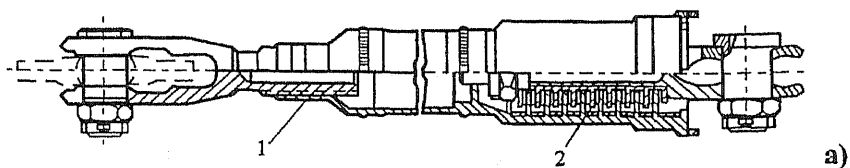
Рис. 5.1.1. Схемы крепления двигателя по двум поясам, расположенным на картере двигателя:

а — крепление двигателя на стержнях и кронштейнах:

1 — регулируемые стержни (стойки); *2, 3* — кронштейны задних опор;
а, в — вынос передней и задней опоры относительно центра тяжести двигателя;

б — крепление двигателя на стержнях фермы:

1 — опорный стержень; *2* — двухстержневая ферма;
3 — трехстержневая ферма



в)

Рис. 5.1.2. ККС узлов крепления двигателя:

а — регулируемая стойка крепления двигателя по переднему поясу:

1 — винтовая пара; 2 — амортизатор;

б и в — кронштейны крепления по заднему поясу с наружной и внутренней стороны: 1 — корпус; 2 — регулировочная гайка;

3 — обойма; 4 — фасонная гайка; 5 — амортизационное кольцо;

6 — шайба; 7 — втулка; 8 — гайка

Нагрузка на элементы передней подвески, определяется в основном силами веса $\frac{Ga}{a+b}$ и инерционными силами, возникающими при посадке, маневрах.

Основные нагрузки от двигателя воспринимаются, как правило, его задними точками опоры (пояс Б—Б). Узлы крепления по поясу Б—Б воспринимают:

- силу, направленную вдоль оси двигателя;
- реактивный крутящий момент двигателя, действующий относительно его оси — $\frac{M_{кр}}{D}$, где D — диаметр картера двигателя по поясу Б—Б;

- силу веса $\frac{Gb}{a+b}$ и инерционные силы $\left(\frac{Gna}{a+b}\right)$ в плоскости YOZ и в плоскости XOZ (где n — эксплуатационная перегрузка);
- гироскопический момент M_r при вращении вертолета относительно осей OY и OZ .

Вектор направлен нормально к плоскости, образованной векторами угловых скоростей $\omega_{рот}$ и ω_v :

$$M_r = I_{рот} \omega_{рот} \omega_v,$$

где $I_{рот}$ — момент инерции ротора двигателя; $\omega_{рот}$ — угловая скорость ротора двигателя; ω_v — угловая скорость вертолета.

В опорах устанавливаются амортизаторы колебаний в виде резиновых втулок 5 (рис. 5.1.2, б, в). В связи с изменением объема пояса Б—Б при его нагревании при запуске двигателя, в одной из опор должен быть предусмотрен линейный компенсатор (рис. 5.1.2, в), допускающий продольные перемещения пальца узла крепления картера относительно его опоры на фюзеляж.

Задняя опора двигателя может быть размещена на сферическом центрирующем шарнире (рис. 5.1.3, в), установленном на картере ГР. Внешняя часть сферического шарнира закрепляется на консольной трубе, прикрепленной к картеру двигателя (рис. 5.1.3, а). Внутри трубы проходит вал, соединяющий свободную турбину двигателя через зубчатую муфту с МСХ ГР. Шарнирная опора воспринимает осевые и поперечные силы от двигателя. Элементы передней опоры (рис. 5.1.3, б) воспринимают крутящий момент от двигателя, часть продольной и поперечной нагрузки от веса двигателя. Они должны иметь также амортизаторы, линейные и угло-

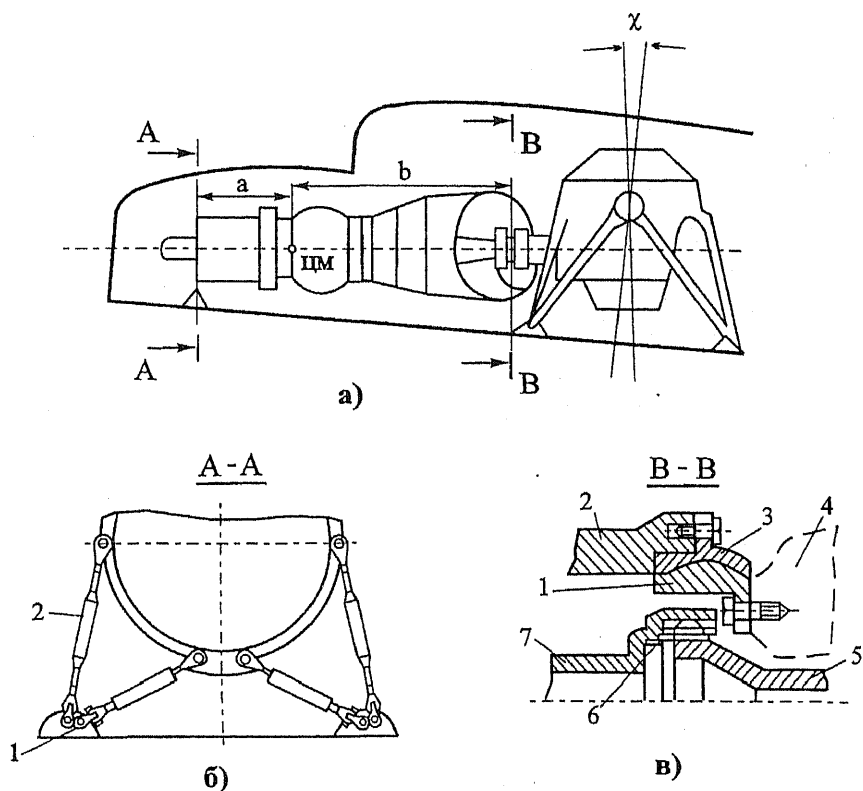


Рис. 5.1.3. Схема крепления двигателя со сферической опорой:
a — расчетная схема;
a, *в* — вынос передней опоры и задней сферической опоры относительно центра массы двигателя; χ — угол наклона вала НВ;
б — передний пояс:
 1 — крошительн; 2 — труба тяги;
в — задний пояс крепления двигателя:
 1 — сферическая опора; 2 — корпус двигателя;
 3 — сферический фланец; 4 — корпус ГР; 5 — вал ГР;
 6 — сферические шлицы; 7 — вал двигателя

вые компенсаторы. На рис. 5.1.4 приведены узлы соединительных муфт вала двигателя с валом ГР.

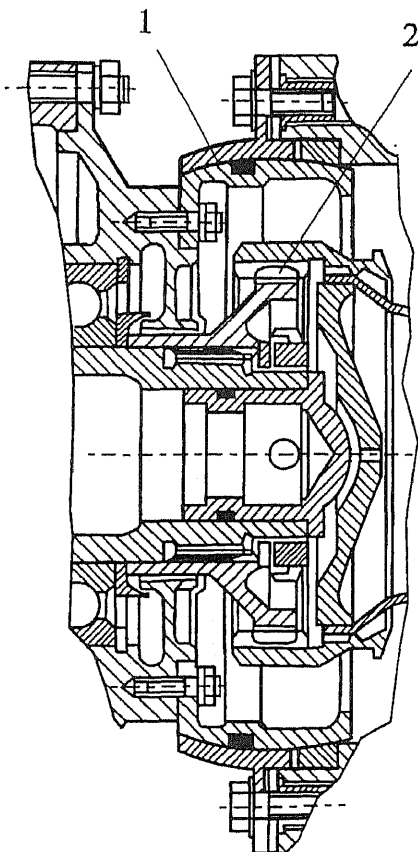


Рис. 5.1.4.
 ККС узла
 соединительной муфты
 вала двигателя с валом ГР:
 1 — сферическая
 центрирующая опора;
 2 — зубчатая муфта

5.2. ВОЗДУХОЗАБОРНИКИ

При всех допускаемых Руководством по летной эксплуатации режимах работы двигателей и их сочетаний должна обеспечиваться газодинамическая устойчивая совместная работа воздухозаборников и двигателей.

Конструкция воздухозаборника и компоновка СУ вертолета должны быть выполнены таким образом, чтобы при рулении, взлете и посадке была сведена к минимуму возможность всасывания с земли в двигатель посторонних предметов, способных вызвать недопустимые отклонения работы двигателя. Если это требование не

может быть выполнено, то должно быть создано защитное устройство (в частности, пылезащитное устройство — ПЗУ), обеспечивающее необходимую степень очистки воздуха, поступающего в двигатель.

Воздухозаборник снабжается противообледенительной системой (ПОС) для предотвращения опасного образования льда при полете в условиях обледенения.

Проблему защиты от пыли решают как двигательные фирмы, так и вертолетные.

Очистка от пыли может быть осуществлена методами гравитационного осаждения, инерционными сепараторами и центрифугами, вымыванием, электрическими очистителями, звуковой агломерацией и т.д.

Выбор метода очистки зависит от скорости потока, энергии, потребной для работы сепаратора, располагаемого пространства для установки сепаратора, типа, формы, размеров и концентрации частиц и многих других факторов.

Для защиты от эрозии вертолетных ГТД преимущественно используются инерционные ПЗУ. В них отделение частиц происходит под действием сил инерции, возникающих вследствие изменения направления движения запыленного воздуха. Они имеют незначительные габариты и гидравлическое сопротивление устройств, постоянные характеристики во время эксплуатации и высокую степень очистки запыленного воздуха.

Инерционные ПЗУ по принципу действия или конструктивным особенностям можно разделить на следующие подгруппы (рис. 5.2.1):

- жалюзные (баллистические, с инерционными решетками);
- циклонные (моноциклоны, мультициклоны);
- ротационные (с вращающимися лопатками, турбоциклоны, с вращающимися щитками);
- с криволинейными каналами;
- с направленной сепарацией к оси симметрии;
- с сепарацией к периферии.

Допустимым уровнем гидравлических потерь в тракте очистки ПЗУ можно считать потери порядка 2% (200 мм вод. ст.).

При выборе параметров воздухозаборников ГТД рассматриваются два режима:

- воздухоочистка (опробование двигателей, руление, взлет, висение, перемещение на небольшой высоте, посадка);
- горизонтальный полет.

Таким образом, в воздухозаборнике необходимо иметь два канала: воздухоочистительный и обводной ("байпасный").

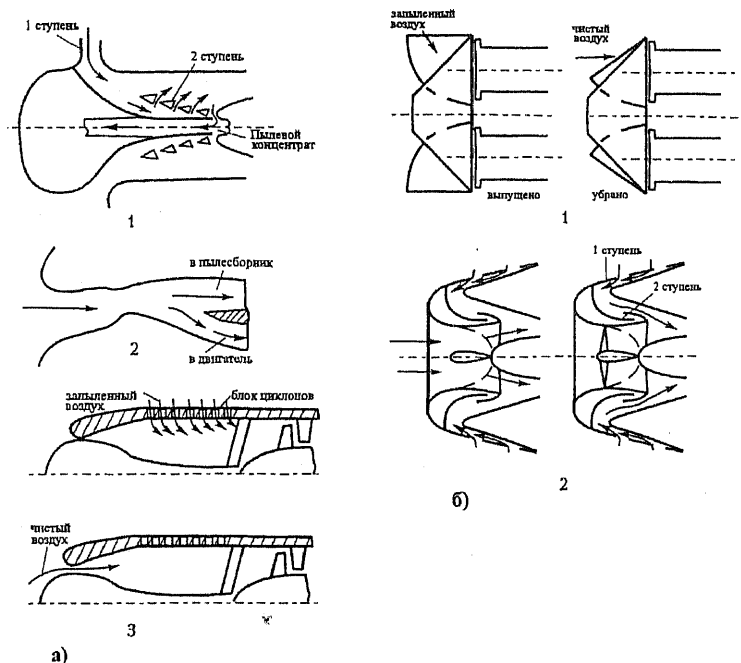


Рис. 5.2.1. Схемы пылезащитных устройств:

а — инерционные ПЗУ:

1 — с сепарацией по оси симметрии; 2 — с сепарацией по периферии;

3 — циклонные;

б — ПЗУ с направленной сепарацией:

1 — жалюзные; 2 — воздухозаборник-пылеуловитель с «байпасом»

В режиме воздухоочистки весь воздух поступает через очистительный тракт, при этом «байпасный» канал должен быть перекрыт (в нем устанавливается заслонка). В случае обледенения или наличия в воздухе снега «байпасный» канал открывается и воздух к ГТД поступает через оба тракта. В первом приближении можно считать, что через тракт очистки на режиме висения поступает 33%, а через «байпасный» — 67% воздуха. «Байпасный» канал должен быть обеспечен ПОС. Данный режим можно считать приемлемым лишь в том случае, если на поверхности тракта очистки нет интенсивного льдообразования.

Наиболее перспективны инерционные ПЗУ с периферийной сепарацией пыли и с сепарацией к оси симметрии устройств. Для

повышения степени очистки обрабатывается более совершенная форма входного канала и центрального тела. Разрабатываются варианты ПЗУ, предусматривающие установку закручивающих поток лопаток.

Исходными данными для выбора параметров ПЗУ являются:

— структура запыленного потока в зоне работы вертолета в условиях близости земли;

— состав грунтовых пылей и абразивные свойства их составляющих;

— характер взаимодействия быстродвижущихся абразивных частиц пыли с конструкционными материалами элементов ГТД.

Формирование геометрии канала пылеочистки выполняется на основе расчета траектории движения твердых частиц через входные

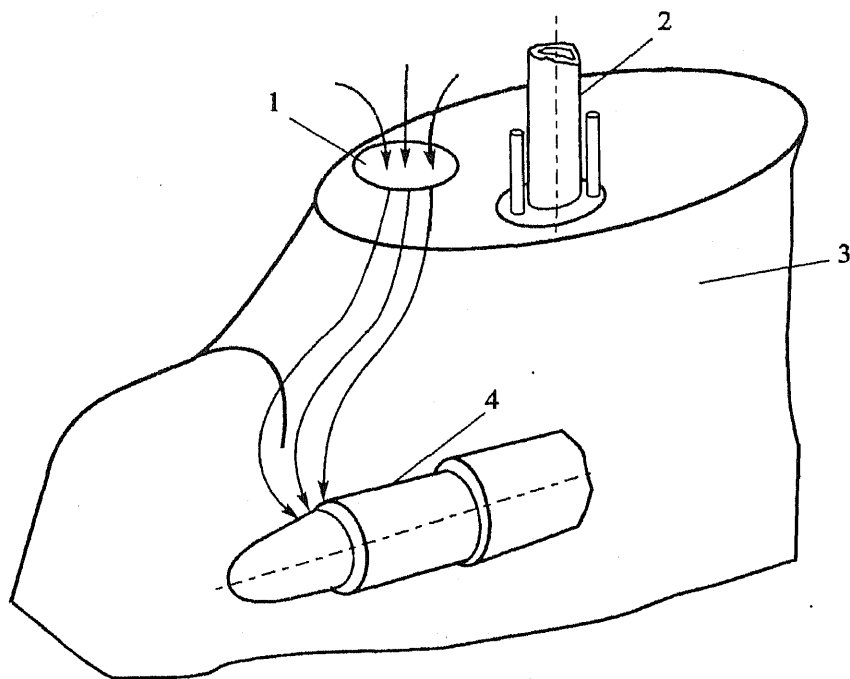


Рис. 5.2.2. Схема забора воздуха на экспериментальном вертолете Боинг-370:

1 — заборник воздуха; 2 — вал заднего НВ; 3 — пилон; 4 — двигатели

каналы при различных начальных скоростях частиц. В условиях повышенной концентрации пыли возрастает взаимодействие между частицами в дисперсной фазе, а также между фракциями пыли разного дисперсного состава.

Совершенствование конструкции в сборной зоне инерционных сепарационных колец существенно снижает затраты энергии на отсос пылевого концентрата.

Эффективным способом повышения ресурса двигателей является организация забора воздуха из наименее запыленной зоны. Такая зона располагается в области оси НВ. В частности, на экспериментальном вертолете Боинг-360 воздух в двигатели поступает из верхней части заднего пилона НВ (рис. 5.2.2). При такой компоновке силовой установки в горизонтальном полете вертолета не используется энергия скоростного потока. Однако при достижимых вертолетом скоростях полета повышение мощности двигателей от скоростного потока незначительно. При этом исключаются потери мощности двигателей от ПЗУ, уменьшается масса силовой установки и расходы на ее эксплуатацию.

5.3. ВЫХОДНЫЕ УСТРОЙСТВА И КАПОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Выходные устройства (ВУ) двигателей СУ и вспомогательной силовой установки (ВСУ) компонуются таким образом, чтобы не допустить перегрева прилегающих элементов конструкции вертолета. Компоновка выходных устройств должна исключать произвольную утечку газов, а также их попадание в кабины вертолета.

Элементы выходных устройств должны допускать (где это необходимо) относительные перемещения и исключить разрушение или недопустимую деформацию ВУ при расширении от нагрева в условиях работы двигателей на всех эксплуатационных режимах.

Капоты (обшивка) гондол (рис. 5.3.1) двигателей конструируются и устанавливаются так, чтобы они выдерживали вибрационные, инерционные и другие нагрузки от потока воздуха. При этом необходимо обеспечить достаточную герметичность отсека двигателей.

Части капота, подверженные в процессе эксплуатации повышенному нагреву из-за близости к высоконагретым поверхностям двигателя или их элементам выходных устройств, должны изготавливаться из материалов, выдерживающих повышенные температуры. Для исключения возможности поражения вертолета ракетами теплового наведения температуру выхлопных газов снижают до тре-

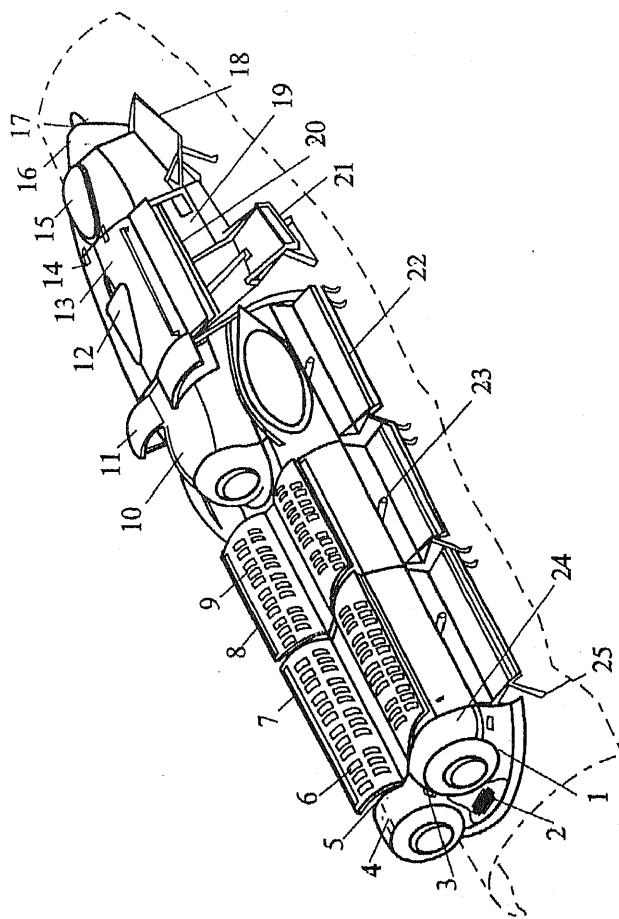


Рис. 5.3.1. Конструктивная схема капота двигателя вертолета Ми-6:

- 1 — заборник воздуха; 2 — передний люк; 3, 4, 7 — поручни; 5 — подпорки крышки; 6, 8, 16 — крышка переднего, среднего и заднего отсека; 9 — жаберная щель; 10 — капот вентилятора; 11 — крышка; 12 — проем для вала редуктора; 13 — капот редуктора; 14 — крышка люка; 15 — обтекатель гидроблока; 17 — тоннель выхода воздуха; 18 — трап концевого обтекателя капота; 19 — крышка люка; 20 — крышка капота редуктора; 21, 22 — трапы; 23 — гидроцилиндр управления капотом; 24 — крышка ниши для установки маслобака; 25 — опора трапа

буемой величины. С этой целью на выходное устройство устанавливается смеситель (эжектор).

5.4. СИСТЕМЫ ЗАПУСКА ДВИГАТЕЛЕЙ

При установке на вертолет одновального ТВД всегда необходима МСХ и желательна муфта сцепления. Если муфты сцепления нет, запуск двигателя и опробование его работы производится совместно с винтом, что эксплуатационно неудобно. Кроме того, для запуска двигателя при отсутствии муфты сцепления требуется более мощный стартер. Мощность стартера при запуске с винтом должна быть увеличена в 1,5—2 раза. Время раскрутки то же, что и при запуске без винта.

При установке двухвального двигателя муфта сцепления не нужна, т.к. турбина винта не имеет механической связи с турбокомпрессорной частью двигателя. Для удобства эксплуатации необходима МСХ; желательна установка тормозного устройства или перепуска газа для опробования работы турбокомпрессорной части двигателя при невращающемся винте.

Бортовые системы запуска двигателя на вертолетах те же, что и на самолете (турбостартеры, пусковые двигатели, инерционные стартеры, электростартеры, запуск рабочей семьей, сжатым воздухом и др.). В качестве основного требования к системе запуска выдвигается трех-пятикратный автономный запуск с применением только бортовых систем (аккумуляторов, баллонов и др.). Всегда предусматривается присоединение бортовой пусковой системы к аэродромным источникам питания.

Наиболее просты по конструкции, надежны в эксплуатации и имеют наименьшую массу струйные стартеры. Они представляют собой свободную турбину, приводимую во вращение сжатым воздухом, подаваемым от небольшого по мощности турбогенератора. На рис. 5.4.1 показана схема запуска ТВД со свободной турбиной. При помощи стартера (этап I) осуществляется раскрутка компрессора с турбиной двигателя до заданной частоты вращения вала. Потребная мощность стартера:

$$N_{\text{ст}} = N_{\text{к}} + N_{\text{а}} + N_{\text{т}} + N_{\text{и}},$$

где $N_{\text{к}}$, $N_{\text{а}}$, $N_{\text{т}}$ — мощность на вращение компрессора, энергосистем двигателя и турбины двигателя соответственно; $N_{\text{и}}$ — мощ-

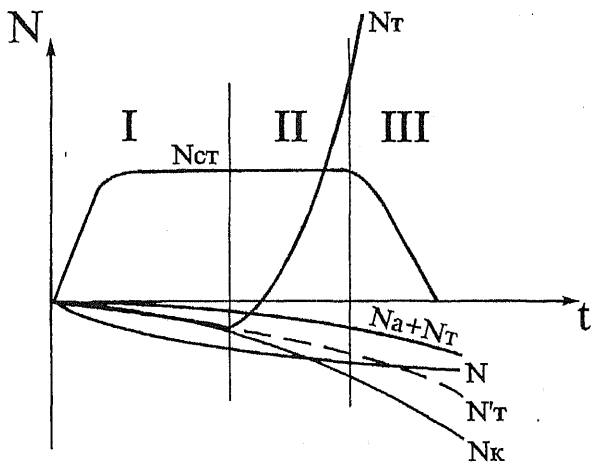


Рис. 5.4.1.
Этапы
запуска
газотурбинного
двигателя

ность на преодоление сил инерции вращающихся агрегатов двигателя. Подача мощности на турбину от камер сгорания двигателя — этап II. Отключение стартера (этап III) осуществляется при соблюдении условия $N_{т} \geq N_{к} + N_{а}$.

5.5. ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА

Топливная система и ее агрегаты обеспечивают:

- подачу топлива к двигателям при работе на марках топлива и их смесях, принятых для эксплуатации данного вертолета;
- автоматическую выработку топлива в заданной последовательности при возможных эксплуатационных вариантах заправки баков топливом на всех режимах полета вертолета;
- возможность ручного управления выработкой топлива в необходимой последовательности в случае неисправности автоматики и при всех возможных сочетаниях числа работающих и неработающих двигателей;
- возможность раздельного включения и выключения каждого бакового электроприводного насоса подкачки и перекачки топлива;
- возможность перекрестной подачи топлива по магистралям перекрестного питания из любой группы баков к любому двигателю;

— питание двигателей СУ топливом при выключенных насосах подкачки для заданных режимов работы двигателей.

Топливная система должна конструироваться и размещаться так, чтобы предотвращалось воспламенение паров топлива внутри системы в результате прямых ударов и смещающихся разрядов молнии в зоны с высокой вероятностью прямого удара.

5.6. ТОПЛИВНЫЕ БАКИ

Все баки должны выдерживать вибрации, инерционные силы, воздействие жидкости, конструктивные и температурные нагрузки, которым могут подвергаться в условиях эксплуатации. В каждом баке рекомендуется иметь свободный объем не менее 25% от общей емкости бака для расширения топлива при нагреве. В системе должен обеспечиваться слив отстоя из нижних точек бака или отстойников.

Топливный бак и элементы его установки конструируются таким образом, чтобы исключалась утечка топлива в условиях выполнения аварийной посадки. Топливный бак-кессон должен обеспечиваться средствами для осмотра и ремонта его внутренней части.

Бак закрепляется так, чтобы действующие на него нагрузки не концентрировались на незакрепленных поверхностях. Баки с мягкими корпусами должны быть закреплены так, чтобы исключалась необходимость восприятия нагрузок от веса топлива. Внутренняя поверхность баковых отсеков делается гладкой, без выступов, способных привести к истиранию, если не предусмотрены средства защиты корпуса в этих местах. Каждый топливный бак должен иметь в верхней части свободного объема дренаж, действующий при всех нормальных условиях эксплуатации.

Все заборники топлива из бака или подкачивающие насосы снабжаются топливными фильтрами. Каждое заправочное устройство, находящееся ниже уровня топлива, в любом баке должно иметь средства, предотвращающие утечку опасного количества топлива из бака в случае неисправности впускного топливного клапана.

Конструкция фюзеляжа в месте размещения топливных баков ниже уровня пола пассажирской кабины проектируется так, чтобы она выдерживала разрушающие нагрузки и защищала топливные баки от разрушения.

5.7. ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ

Трубопроводы системы и элементы их соединений должны выдерживать в пределах назначенного ресурса вибрации, инерционные силы, конструктивные и температурные нагрузки, нагрузки, создаваемые в системе от давления топлива. Трубопроводы не должны иметь петель и «уток», в которых может скапливаться воздух и отстой в количестве, способном вызвать нарушения в работе топливной системы. Участки трубопроводов, проходящие через различные части вертолета, которые могут подвергаться относительному перемещению, должны иметь элементы, компенсирующие деформацию.

5.8. МАСЛЯНАЯ СИСТЕМА

Двигатели вертолета должны иметь автономную масляную систему с отдельным баком. Масляные системы СУ обеспечивают: подачу масла в каждый двигатель и в каждый автономный агрегат трансмиссии с системой смазки под давлением; откачку масла с допустимыми давлениями и температурами как на земле, так и в полете на всех режимах работы двигателя и трансмиссии.

5.9. ПОЖАРНАЯ ЗАЩИТА ВЕРТОЛЕТА

Для предупреждения возникновения и распространения пожара на смежные отсеки, а также обнаружения загорания и его ликвидации предусматриваются соответствующие конструктивные меры, системы и приборы обнаружения перегрева и пожара, пожаротушения, средства защиты от пожара в кабинах экипажа и пассажиров, а также в багажных отсеках.

Система пожаротушения состоит из следующих элементов:

- баллонов с пламегасящей жидкостью;
- трубопроводов, подводящих пламегасящую жидкость к распылителям;
- распылителей и разбрызгивателей, превращающих струю пламегасящей жидкости в мелкие капли или туман;
- теплоизвещателей, устанавливаемых в наиболее опасных местах двигательного отсека, сигнализирующих о возникновении пожара;
- экранов, формирующих поток охлажденного воздуха;
- соединительных и крепежных деталей системы.

Кроме автоматической противопожарной системы предусматривается система, включаемая летчиком.

При пожаре для уменьшения количества воздуха, поступающего в отсеки редуктора, необходимо предусматривать автоматическое закрытие входных створок вентилятора с помощью датчиков, сигнализатора, устанавливаемого в этом отсеке.

Самым рациональным способом снижения пожарной опасности и предотвращения распространения пламени является изоляция с помощью противопожарных перегородок двигательного отсека, а также отдельных наиболее ответственных или пожароопасных агрегатов. Кроме того, очень важно правильно организовать продувку двигательных и баковых отсеков, обеспечить эти отсеки сливами, устранить застойные зоны, в которых могло бы скапливаться топливо или его пары, и заполнять топливные баки нейтральным газом.

При аварии вертолета пожарная безопасность мягких баков выше, чем жестких.

Конструктивными мероприятиями, уменьшающими опасность пожара при аварийных посадках, являются:

- автоматическое обесточивание электросистемы аппарата, перекрытие дистанционных электрических топливных пожарных кранов;
- применение сбрасываемых дополнительных баков;
- металлизация агрегатов СУ;
- применение протектированных мягких баков.

Глава 6. ШАССИ ВЕРТОЛЕТА

6.1. ТРЕБОВАНИЯ К ШАССИ

Шасси вертолета должно обеспечивать в ожидаемых условиях эксплуатации:

- управляемость вертолета при разбеге, пробеге, рулении, разворотах и буксировке;
- амортизацию динамических нагрузок, возникающих при посадке, рулении, разбеге;
- буксировку, исключаящую возможность уборки шасси на земле.

Характеристики колес, тормозов и шин шасси должны соответствовать взлетно-посадочным характеристикам вертолета и при этом обеспечивать:

— длительные стоянки с заторможенными колесами и руление вертолета с максимально допустимой массой;

— взлеты (посадку) с максимально допустимой массой и скоростью.

При использовании убираемого шасси вертолет оборудуется аварийной системой выпуска.

Демпфирующие характеристики амортизационных стоек должны обеспечивать безопасность от автоколебания типа «земной» резонанс.

При посадках (взлетах) вертолета с горизонтальной скоростью должна быть исключена возможность возникновения опасных в отношении прочности колебаний типа «шимми» переднего колеса во всем диапазоне скоростей пробега (разбега).

Прочность шасси необычных схем (ползкового, поплавкового и др.) проверяется в соответствии со специальными рекомендациями.

6.2. НАГРУЖЕНИЕ ШАССИ ПРИ ПОСАДКЕ

Работоспособность колесного шасси следует определять для двух основных типов посадки:

— с режима висения (при наличии мощности на НВ);

— с планирования при одном неработающем двигателе, если только его отказ не приводит к необходимости выключения всех двигателей.

Помимо перечисленных типов посадки для обеспечения безопасности пассажиров и экипажа следует рассматривать также случаи аварийной посадки вертолета (в т.ч. при отказе всех двигателей).

Эксплуатационную скорость снижения $V_y^{\text{э}}$ (посадка с режима висения) при подаче мощности на НВ для переднего и заднего шасси следует принимать одинаковой и определять по формуле

$$V_y^{\text{э}} = 0,1 \frac{mg}{N_{\text{взл}}} \sqrt{\frac{mg}{\Sigma F}} \quad (\text{но не более } 2,5 \text{ м/с}).$$

Здесь m — масса вертолета; $N_{\text{взл}}$ — взлетная мощность двигателей; ΣF — сумма площадей, ометаемых НВ.

Предельную скорость снижения $V_y^{\text{пр}}$ рекомендуется принимать следующей:

— для заднего шасси:

$$V_{y.z}^{\text{пр}} = 1,25 V_y^{\text{э}} \quad (\text{но не более } 3,6 \text{ м/с});$$

— для переднего шасси:

$$V_{y.п}^{пр} = 0,85 V_y^3.$$

Энергия удара, которую должна поглотить амортизационная система шасси, определяется по формуле

$$A_n^3 = 0,5 m_{ред} V_y^2,$$

где $m_{ред}$ — редуцированная к месту удара масса вертолета; V_y — вертикальная скорость снижения.

При поглощении амортизацией шасси предельной энергии удара необходимо учитывать влияние лобовых сил, возникающих при раскрутке колес.

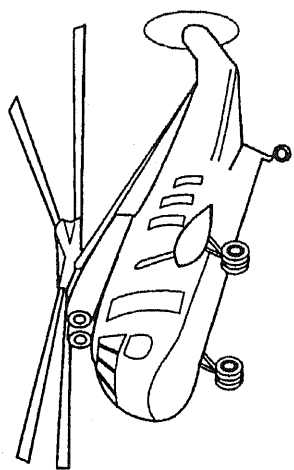
Эксплуатационную n^3 и предельную $n^{пр}$ перегрузки следует определять как отношение эксплуатационной P^3 и предельной $P^{пр}$ нагрузок, действующих на стойку шасси при поглощении амортизацией энергии удара A^3 или $A^{пр}$ соответственно, к стояночной нагрузке на эту стойку шасси $P_{ст}$:

$$n^3 = \frac{P^3}{P_{ст}} \quad \text{и} \quad n^{пр} = \frac{P^{пр}}{P_{ст}}.$$

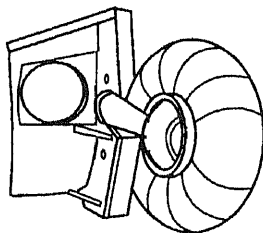
Для исключения возможности касания поверхности посадочной площадки в процессе нормальной эксплуатации РВ или другими элементами конструкции на вертолете устанавливается хвостовая предохранительная опора. Ее статическая прочность проверяется на нагрузки, выбранные на основе имеющегося опыта проектирования и эксплуатации с учетом случаев нагружения при посадке.

6.3. ПОСАДОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

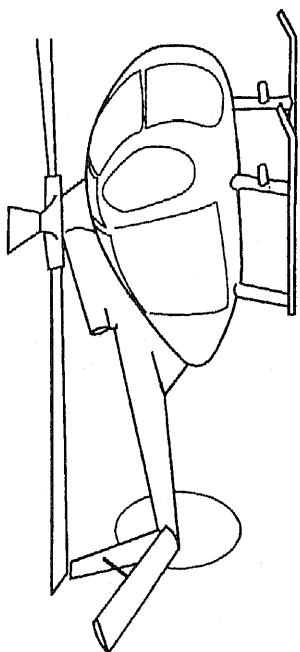
Существует несколько схем шасси: колесные, полозковые, поплавковые, лодка и др. (рис. 6.3.1). Посадочные устройства могут быть выполнены и в виде комбинации из двух схем — это так называемые комбинированные шасси. Например, на вертолете-амфибии посадочными устройствами являются лодка и колесные шасси; лыжное шасси может быть выполнено в комбинации с колесными; на корабельный вариант вертолета устанавливаются баллоны для выполнения аварийных посадок на воду.



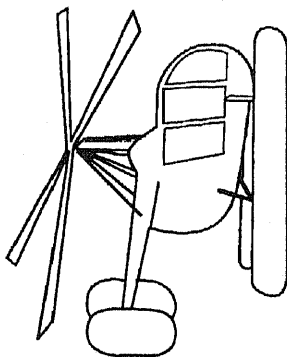
б)



г)



а)



в)

Рис. 6.3.1. Посадочные устройства вертолета:

а — вертолет с полозковым шасси; б — вертолет-амфибия;

в — вертолет с поплавками; г — вертолет с баллонами для аварийной посадки на воду

Наличие на вертолете аварийных посадочных баллонетов не исключает возможности для вертолета производить посадку и транспортировку на своих колесах по аэродрому и палубе.

Как правило, на вертолетах применяется колесное шасси. На стоянке вертолет обычно имеет три точки опоры. Если колеса главных ног располагаются позади центра массы, то его третья опора (или две опоры) устанавливается под носовой частью вертолета, а система носит название *шасси с передним, или носовым, колесом*.

Шасси с носовым колесом на вертолетах одновинтовой схемы (рис. 6.3.2) имеет на конце хвостовой балки опору с амортизацией. На транспортном вертолете с грузовым люком ее целесообразно убирать, чтобы обеспечить свободный доступ загружаемой техники к погрузочной рампе.

Угол опрокидывания Θ определяют из соображения безопасности посадки вертолета с самовращающимся НВ. Стояночный угол ζ (между строительной горизонталью фюзеляжа вертолета и поверхностью посадочной площадки) необходим для облегчения рулежки вертолета ($\zeta = 2-3^\circ$) или загрузки через задний грузовой люк (тогда угол ζ отрицательный).

Если на нижней поверхности носовой части фюзеляжа вертолета по конструктивным или эксплуатационным соображениям нельзя установить переднюю стойку шасси, то применяется схема с хвостовой стойкой. В этом случае перед посадкой вертолета на режиме авторотации необходимо соответственно уменьшать угол тангажа фюзеляжа.

Посадочное устройство, у которого главные ноги шасси расположены впереди центра массы вертолета, а третья опора — в его хвостовой части, носит название *шасси с хвостовым колесом*.

На гражданских вертолетах применяется, как правило, шасси с носовым колесом. Данная схема имеет существенные преимущества по сравнению с шасси с хвостовым колесом, среди них — безопасная и более простая посадка вертолета в условиях плохой видимости и хорошая путевая устойчивость при разбеге и пробеге.

Для обеспечения разворотов и устойчивости движения вертолета по аэродрому на передней (или хвостовой, в зависимости от схемы шасси) стойке устанавливается самоориентирующееся колесо. В результате свободной ориентации колеса на передней стойке шасси может возникнуть поперечное автоколебание — «шимми». Эта форма автоколебания возникает вследствие взаимодействия сил со стороны посадочной площадки с инерционными и упругими силами конструкции передней стойки шасси.

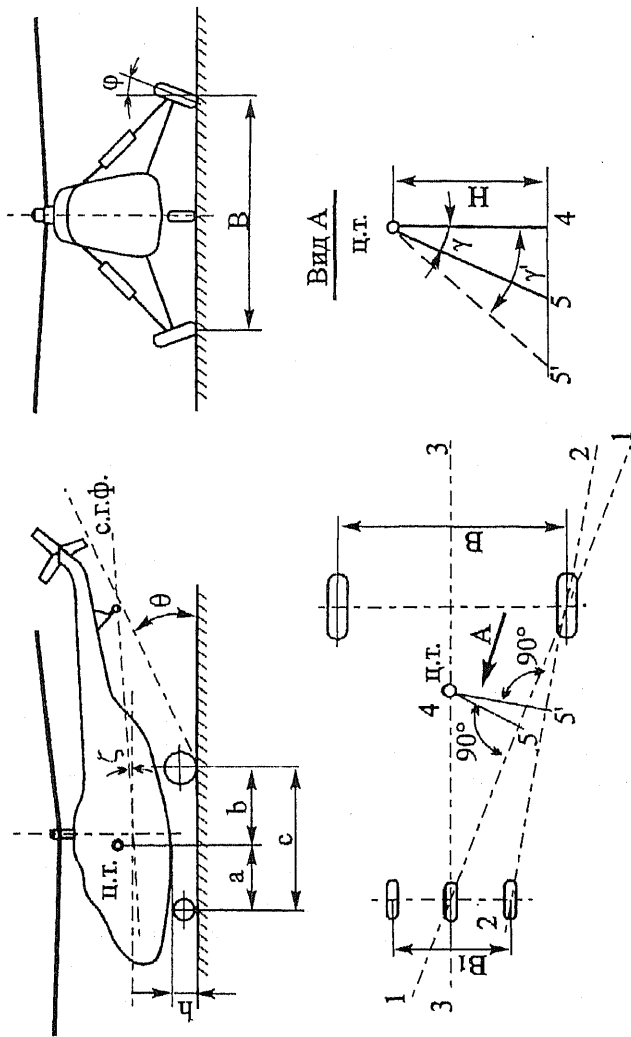


Рис. 6.3.2. Параметры шасси с носовой стойкой:

h — расстояние от поверхности посадочной площадки до нижней точки элемента фюзеляжа;
 ц.т. — центр тяжести вертолета; ζ — стюзночный угол; Θ — угол опрокидывания; a, b — вынос колес;
 с — база шасси; B — колея шасси; ϕ — развал колес; 1—1, 2—2 — ось поворота вертолета;
 3—3 — ось симметрии вертолета; с.г.ф. — строишельная горизонталь фюзеляжа;

H — расстояние ц.т. до поверхности посадочной площадки;
 γ — угол опрокидывания (противокапатажный угол); 4,5,5' — точки пересечения

Колеса главных ног шасси делаются неориентирующимися, с тормозами. Тормоза менее мощные, чем у самолетов, т.к. вертолет при посадке в основном тормозит НВ, а для разворотов при рулежке использует путевое управление. Тормоза на колесах главных ног шасси служат для сокращения длины пробега вертолета после посадки, фиксации вертолета на наклонной площадке и на палубе корабля.

6.4. КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВЫЕ СХЕМЫ ШАССИ

Конструктивно-силовые схемы шасси выбирают исходя из требований:

- эксплуатационных (определение типа посадочного устройства шасси: колеса, лодка, поплавки, полозки и т.п.);
- компоновочных (зависят, в частности, от агрегата, воспринимающего нагрузку от шасси: фюзеляж, крыло).

С учетом требований аэродинамики, эксплуатации и обеспечения аварийной посадки при полете на малой высоте решается вопрос о целесообразности уборки шасси в полете.

В вертолетостроении используются пирамидальная, консольная (балочная), пирамидально-параллелограммная и рычажная схемы шасси.

Пирамидальная схема (рис. 6.4.1, а) состоит из трех стержней. Два нижних жестких стержня шарнирно прикрепляются к силовым элементам нижней части фюзеляжа. Они воспринимают лобовые и боковые нагрузки от колеса. Кинетическая энергия вертолета при посадке воспринимается амортизатором, встроенным в третий стержень. Длина этого стержня определяется из конструктивных соображений, при этом учитывается требование обеспечения минимальной массы пояса фюзеляжа, на который воздействует данная нагрузка. Как правило, узел крепления располагают на силовом шпангоуте, воспринимающем нагрузку от НВ. Это конструктивное решение определяет положение стержня с амортизатором относительно оси поворота двух нижних стержней. Обычно плоскость стержня с амортизатором перпендикулярна к оси вращения нижних стержней. Поэтому для того, чтобы стержень при обжати амортизатора нагружался только продольной силой, на обоих его концах 4, 7 устанавливаются карданные узлы.

При обжати амортизатора ось колеса перемещается по дуге окружности. Чтобы в конце обжати колесо имело максимальную

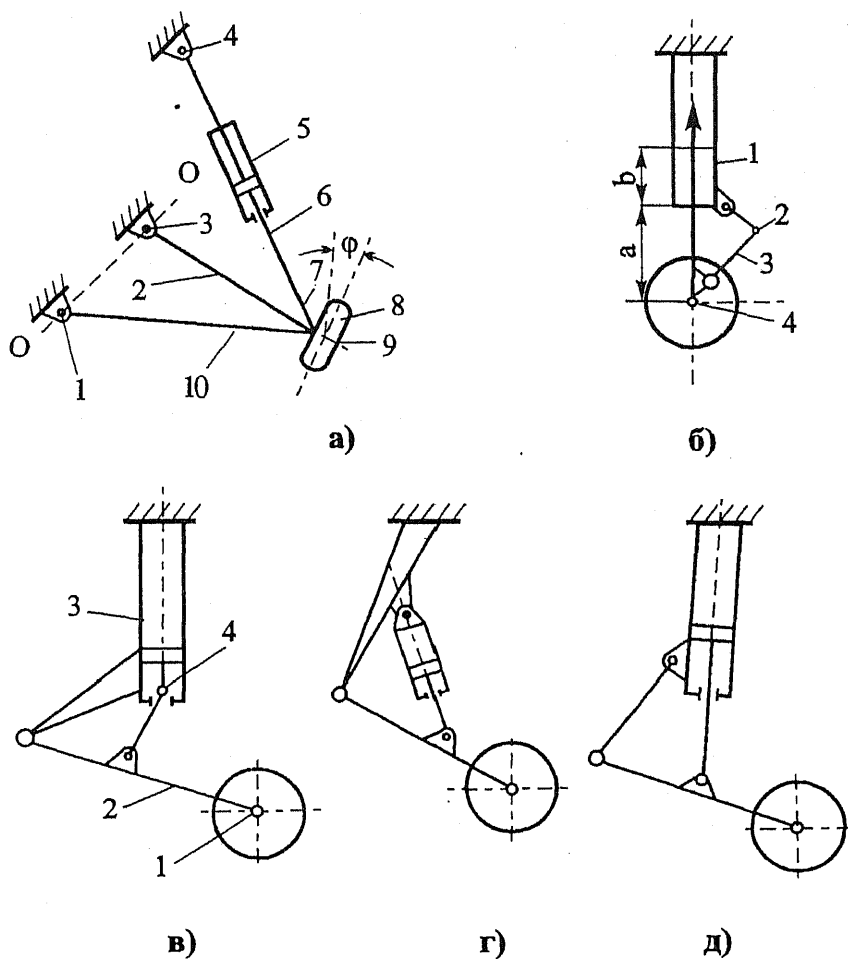


Рис. 6.4.1. Кинематические схемы стоек шасси:

а — амортизатор в элементе пирамидального шасси:

О—О — ось поворота колеса; 1, 3, 4, 7 — шарниры; 2, 6, 10 — стержни;
 5 — корпус амортизатора; 8 — колесо; 9 — ось вращения колеса;
 ϕ — угол развала колеса;

б — консольная стойка:

1 — амортизатор; 2 — шлиц-шарнир; 3 — звено шлиц-шарнира;
 4 — ось колеса; а — длина штока; в — расстояние между буксами;
 в, г и д — рычажные стойки:

1 — ось колеса; 2 — рычаг; 3 — амортизатор; 4 — шарнир

площадь контакта с грунтом, оно в необжатом состоянии должно иметь угол развала φ . Этот угол не должен превышать величины, при которой возможен срыв протектора в процессе обжатия амортизатора за счет боковой силы при изменении колеи шасси.

Консольная (балочная) схема главного шасси (рис. 6.4.1, б) применяется в том случае, когда компоновка планера вертолета позволяет отказаться от пирамидальной конструкции шасси. Стойки шасси представляют собой консольные балки, прикрепленные к пилонам фюзеляжа.

Балочные амортистойки крепятся к планеру вертолета таким образом, чтобы воспринимались все виды нагрузки с амортистойки на каркас вертолета (вертикальные, продольные и поперечные силы и крутящий момент). Основным свойством балочного шасси (помимо его компактности) является условие нагружения штока амортизатора, воспринимающего не только осевую нагрузку при обжатии амортизатора, но также продольную и поперечную силы. При определенных соотношениях выноса оси колеса 4 относительно узла крепления шасси к элементам планера, величины консоли шасси и расстояния между буксами b при полностью выпущенном штоке возможно заклинивание амортизатора из-за большого трения в буксах и манжетах.

Для исключения поворота колеса относительно амортистойки устанавливается шлиц-шарнир 2 . При отсутствии нагрузки на колесо угол между звеньями шлиц-шарнира не должен быть больше 150° . В этом случае исключается заклинивание шлиц-шарнира при обжатии амортизатора.

Балочные шасси применяются также в носовых и хвостовых опорах. В этом случае кинематика стойки шасси должна обеспечивать самоориентирование колеса при маневре вертолета на взлетно-посадочной площадке. В стойке шасси предусматривается узел для фиксации плоскости колеса по направлению полета при полностью выпущенном штоке амортизатора.

Если конструктивными приемами не удастся исключить возможность заклинивания амортистойки или по компоновочным соображениям необходимо уменьшить высоту ноги шасси, применяют рычажную схему.

Рычажная схема может иметь разные кинематические варианты. В рычажных стойках (рис. 6.4.1, в, г, д) шток разгружен от поперечных нагрузок, что улучшает амортизационные качества шасси по сравнению с балочной схемой.

При выборе кинематической схемы для палубного вертолета необходимо учитывать специфические условия нагружения шасси

при контакте с посадочной площадкой. Палуба корабля перемещается в горизонтальной и вертикальной плоскостях и проворачивается относительно осей XUZ . Устойчивость вертолета на палубе и устранение «земного» резонанса непосредственно связаны с кинематикой главных и носовых стоек шасси.

Пирамидальные шасси (рис. 6.4.2, *а*) имеют «корабельный» недостаток — при больших вертикальных перемещениях шасси вертолета наблюдаются значительные боковые перемещения колес Δz , приводящие к изменению колеи при обжатии амортизаторов. С целью предотвращения соскальзывания вертолета с летной палубы корабля во время качки ее поверхность покрывается специальной противоскользкой мастикой (с коэффициентом трения $f = 0,45-0,55$), а на поверхность взлетно-посадочной площадки натягивается сеть. Эти меры препятствуют свободному перемещению колес опор пирамидальной схемы вбок, которое может привести к выключению из работы амортизатора шасси, т.е. к увеличению нагрузок на элементы конструкции шасси, к снижению общего демпфирования системы «шасси — НВ», что чревато последствиями провокаций «земного» резонанса на палубе.

Консольная (балочная) кинематическая схема (рис. 6.4.2, *б*) характерна большими моментами на штоках амортизаторов, что приводит к значительным по величине реакциям в буксах амортизаторов. Это ухудшает динамические характеристики амортизации шасси как в процессе посадки, так и при поглощении энергии при «земном» резонансе.

Неудовлетворительные, с точки зрения корабельных условий, эксплуатационные свойства имеет кинематическая схема рычажного шасси (рис. 6.4.2, *в*). В данной схеме поперечные колебания вертолета, вызванные боковой и курсовой качкой корабля, приводят к рысканию вертолета (за счет асимметрии обжатия амортизаторов основных опор шасси). Это в сочетании с самоориентирующимися колесами передних опор шасси смещает переднюю часть вертолета в сторону крена и вызывает тенденцию к скатыванию с палубы.

Пирамидально-параллелограммная кинематическая схема (рис. 6.4.2, *г*) лучше всего отвечает специфическим условиям эксплуатации вертолета на корабле. Применение такой кинематической схемы основного шасси позволяет получить большой ход колеса в вертикальной плоскости с практически неизменной колеей. Другим достоинством схемы является то, что амортизатор шасси воспринимает только осевые нагрузки, что позволяет сделать его характеристику чувствительной к малым нагрузкам.

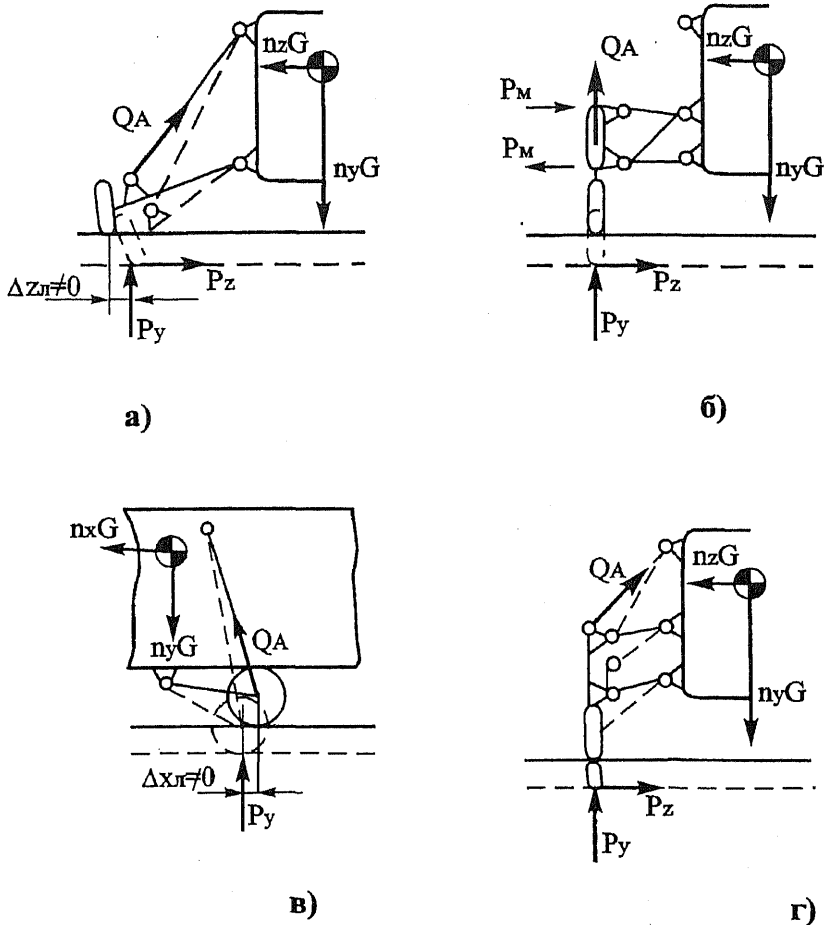


Рис. 6.4.2. Зависимость колеи от кинематической схемы шасси в условиях его нагружения при контакте с посадочной площадкой корабля:

- а — пирамидальная; б — консольная; в — рычажная;
- г — пирамидально-параллелограммная;

$n_y G$, $n_z G$ — вертикальная и поперечная составляющие силы инерции вертолета; P_y , P_z — вертикальная поперечная нагрузка на колесо Ш; Q_A — нагрузка на амортизатор; P_M — поперечная нагрузка на элементы амортизатора; $\Delta X_{л}$, $\Delta Z_{л}$ — продольное, боковое перемещение колеса

При самоориентирующихся колесах передних опор шасси происходит раскачка носовой части вертолета, что в свою очередь способствует смещению его в сторону крена.

Для расширения диапазона предельных углов качки корабля, при которых возможны взлет и посадка вертолета на качающуюся палубу, необходимо вводить в конструкцию передних опор шасси устройство, фиксирующее их по продольной оси вертолета при стояночной нагрузке.

Масса шасси в большой степени зависит от его ККС и величины расчетных сил, действующих на его стойку при посадке. Весовое совершенство шасси оценивается относительным коэффициентом k_{III} :

$$k_{III} = \frac{m_{III}}{m_0},$$

где m_{III} — масса шасси; m_0 — взлетная масса вертолета.

Наиболее легкими являются ползковые шасси ($k_{III} \approx 0,01$). Самые тяжелые ($k_{III} = 0,06$) шасси вертолета-крана, рассчитанного на перевозку грузов, закрепленных между его стойками, как у вертолета Ми-10. У вертолета Ми-10К за счет уменьшения высоты шасси $k_{III} = 0,026$, у вертолета поперечной схемы В-12 $k_{III} = 0,045$. у вертолетов одновинтовой схемы $k_{III} = 0,028$.

С точки зрения весовой эффективности, использование материала ВТ-22 вместо 30ХГСНА в конструкциях силовых деталей шасси наиболее выгодно. Сплав ВТ-22 удовлетворительно сваривается, что позволяет получать детали шасси сложной пространственной формы больших габаритов, сваривая их из частей. Для деталей, изготовленных из ВТ-22, не существует проблемы защиты конструкций от коррозии (особенно мест, постоянно подвергающихся воздействию воды, грязи, песка).

Определенным ограничением применения титановых сплавов в конструкции шасси является недостаточно хорошая их работа в парах трения — в таких местах необходимо применять специальное антифрикционное покрытие.

6.5. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТОВ СТОЙКИ ШАССИ

В качестве поглотителя кинетической энергии используются специальные агрегаты-амортизаторы и авиационные колеса. Для всех типов амортизаторов обязательно наличие демпфирующего и упругого элементов.

Назначение упругого элемента амортизации — аккумулярование части воспринимаемой кинетической энергии для восстановления исходного рабочего состояния амортизатора.

Упругими элементами амортизации могут быть воздух (азот), пружина или резина. Авиационные колеса шасси также являются упругими элементами амортизации. Помимо поглощения кинетической энергии они обеспечивают необходимую маневренность вертолета по земле и фиксацию его на стоянке.

Назначение демпфирующего элемента — поглощать кинетическую энергию и превращать ее в тепло. Кроме того, демпфирующие характеристики амортизационных стоек должны обеспечивать безопасность от автоколебаний типа «земной» резонанс.

Демпфирование осуществляется за счет сил трения в дроссельных устройствах, буксах (подшипниках скольжения) и материале при его деформации.

В зависимости от применяемых упругих и демпфирующих элементов амортизаторы бывают: жидкостно-газовые, пружинные, пружинно-жидкостные, резино-пластинчатые, резино-шнуровые, пружинно-фрикционные.

Резину в амортизаторах используют как при работе на растяжение, так и при работе на сжатие. В первом случае применяют резиновый шнур, во втором — резиновые пластины.

Резиновый шнур состоит из нитей прямоугольного сечения, растянутых до 150—200% начальной длины и фиксированных в таком состоянии текстильной оплеткой. Коэффициент гистерезиса шнуров не превышает 0,18.

Пластинчатые амортизаторы (буферы) набирают из резиновых пластин. Коэффициент гистерезиса 0,25—0,5 при сжатии на 25-50% свободной высоты. Разрушение (растрескивание) резины наблюдается при 50—60% обжатии. Буфер поглощает большую работу, если пластины при сжатии имеют возможность свободно расширяться в стороны. Для этого между пластинами прокладывают гладкие тонкие металлические шайбы.

Резиновым амортизаторам свойственны следующие недостатки:
— малый гистерезис;

— естественная потеря амортизационных качеств от атмосферных условий (старение);

— отрицательное влияние низких температур;

— разрушающее действие масла и т.п.

Коэффициент полноты диаграмм работы резинового амортизатора $\eta = 0,4$. Диапазон рабочих температур от $+60$ до -45°C .

Жидкостно-газовые и пружинные амортизаторы являются основными типами амортизаторов, применяемых на вертолетах.

В зависимости от условий эксплуатации, нагрузки, действующей на амортизационную стойку, заданных характеристик жесткости, величины конструктивно возможного хода штока и кинематической схемы шасси выбирается КСС амортизационной стойки.

6.6. КОЛЕСА ШАССИ

Из условия устойчивости при рулении на колеса основных стоек должны приходиться около 70% веса вертолета. В процессе проектирования определяется (относительно центра тяжести вертолета) вынос колес шасси главных стоек b и носовой (передней) или хвостовой (задней) стойки a . Таким образом выбирается база шасси c (см. рис. 6.3.2).

Вынос колес главных стоек шасси определяют из условия опрокидывания вертолета на хвост на стоянке с углом 15° . Для транспортного вертолета величина b должна быть такой, чтобы машина не опрокидывалась при загрузке через задний люк. Эта задача может быть решена также за счет применения выдвижных опор из нижней части фюзеляжа.

Колея шасси B влияет на противокапотажный угол γ и на характеристики «земного» резонанса. Применение специальных амортизаторов шасси и демпферов ВШ позволяет успешно бороться с явлением «земного» резонанса практически при всех возможных значениях колеи шасси вертолетов.

Когда НВ вертолета создает подъемную силу, прижимающая вертолет к земле сила уменьшается. Вертолет может опрокинуться вокруг оси, проходящей через колеса носовой и одной основной стойки шасси (оси 1—1, рис. 6.3.2), и может скользить по площадке.

Для тех случаев, когда вертолет находится на твердой, гладкой площадке, рассматривают условия равновесия, исключаяющие его

опрокидывание и соскальзывание. На неровной площадке, когда колеса могут упереться в препятствие, боковое перемещение вертолета затруднено. Оно также затруднено на площадке с мягким грунтом, когда колеса глубоко погружены в него, или когда при небольшом боковом перемещении у колеса образуется земляной валик, останавливающий вертолет.

В первом приближении колея шасси вертолета выбирается из условия его боковой устойчивости при стоянке. Определяется максимальная скорость ветра, при которой вертолет опрокидывается с площадки при неработающем НВ и РВ (скорость ветра при буре составляет 25 м/с, а при урагане — 35 м/с). При $\frac{T}{G} = 0,7-0,9$ (значение тяги, при котором вертолет продолжает работать на земле) допустимые углы наклона площадки определяются из условия соскальзывания и мало зависят от колеи шасси и высоты расположения центра тяжести вертолета.

При понижении коэффициента трения $f_{\text{тр}}$ допустимые углы крена площадки резко уменьшаются. Если при посадках и взлетах соскальзывание вертолета может быть предотвращено за счет увеличения $f_{\text{тр}}$ или подкладывания колодок под колеса, область допустимых углов площадки расширяется.

У одновинтовых вертолетов допустимые углы крена площадки влево и вправо существенно различаются. Критические углы площадки, при которых вертолет опрокидывается, уменьшаются с ростом тяги НВ. Если при выбранной колее главных ног шасси с одной носовой стойкой угол опрокидывания не обеспечивает равновесия вертолета, то переходят на четырехстоечное шасси.

Равновесию вертолета уделяется особое внимание, когда он базируется на кораблях. При качке углы наклона посадочной площадки могут достигать 10° и более.

После определения основных параметров шасси производится подбор пневматиков колес по каталогу самолетных колес (в расчетах принимается 70% от действительной стояночной нагрузки на колесо шасси при нормальном весе вертолета). По схеме шасси определяют нагрузку на одно колесо при стоянке $P_{\text{ст}}$ (стояночная нагрузка) по формуле

$$P_{\text{ст.гл}} = \frac{0,7 a m_0 g}{c z_c z_k} \text{ — для колеса главных стоек;}$$

$$P_{\text{ст.п.нос}} = \frac{0,7 b m_0 g}{c z_c z_k} \text{ — для колеса носовой (хвостовой) стойки.}$$

Здесь m_0 — расчетная масса вертолета; g — ускорение силы тяжести; z_c — количество стоек; z_k — количество колес на стойке шасси.

6.7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИКОВ КОЛЕС ШАССИ

Пневматик состоит из покрышки и камеры. Применяются и бескамерные пневматики. Для увеличения прочности, жесткости и износоустойчивости покрышки выполняются многослойными. Наружный слой (протектор) выполнен из вулканизированной резины, по внешней поверхности он имеет профилированный рисунок (углубления) для создания сопротивления боковому скольжению. Внутренняя часть покрышки (корд) состоит из многих слоев прорезиненных нитей без утка и изготавливается из хлопчатобумажных, синтетических или металлических высокопрочных нитей.

Нормальная нагрузка от земли на пневматик уравнивается в основном действием избыточного давления воздуха внутри него. Избыточное давление на контактную площадь образуется в результате сплющивания пневматика. Элементы покрышки, ближайшие к земле, изгибаются и сжимаются, остальные ее участки работают на растяжение.

Габариты колес характеризуются отношением $\frac{B}{D}$ (B — ширина, а D — диаметр покрышки). Авиационные колеса по типу применяемых пневматиков делятся на баллонные ($p_0 = 0,2\text{—}0,4$ МПа), полубаллонные ($p_0 = 0,5\text{—}0,7$ МПа), арочные ($p_0 = 0,7$ МПа), среднего давления ($p_0 = 0,6\text{—}1,0$ МПа), высокого давления ($p_0 = 1,2\text{—}2,0$ МПа) и сверхвысокого давления ($p_0 = 2,2$ МПа). (Здесь p_0 — предельное значение внутреннего давления в пневматике.)

Наибольшую жесткость изгиба имеют арочные пневматики.

При подборе колес для вертолетов, эксплуатирующихся на грунтовых ВПП, учитываются требования проходимости по грунту — способность трогаться с места и движение по аэродрому без образования глубокой колеи.

Проходимость характеризуется прочностью грунта, величиной преодолеваемых неровностей, коэффициентом сопротивления и глу-

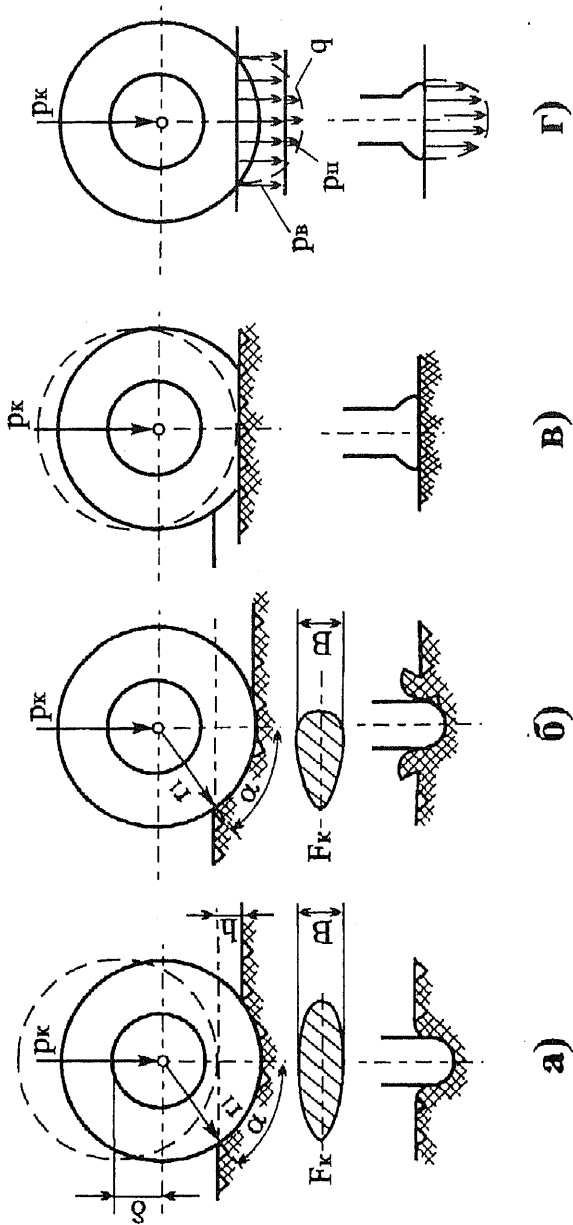


Рис. 6.7.1. Давление пневматика на грунт и форма колеи:
 а — небольшая скорость качения пневматика по мягкому грунту;
 б — сравнительно большая скорость движения;
 в — движение пневматика по абсолютно твердому грунту;

R_k — нагрузка на колесо; r_k — радиус колеса; δ — смещение осей колеса за счет его деформации и грунта;
 h — глубина колеи; F_k , B — площадь, ширина контактной поверхности пневматика с грунтом соответственно;
 α — угол наезда колеса; p_v , $R_{\text{п}}$, q — давление воздуха, упругость пневматика, эпюра давления

биной колеи, образующейся при движении по грунту взлетно-посадочных устройств (колес, полозков и др.). Коэффициент сопротивления при движении по грунту $f_{\text{кач}}$ находится в прямой зависимости от глубины колеи, а последняя зависит от давления в пневматиках и их размеров. При небольших скоростях движения вертолета чем больше давление в пневматиках, тем глубже колея. При этом $f_{\text{кач}}$ увеличивается, а сила сцепления пневMATИКА с грунтом уменьшается.

Давление на грунт складывается из давления воздуха, заключенного в пневматике $p_{\text{в}}$ и давления деформируемого пневматика $p_{\text{п}}$ (рис. 6.7.1, з):

$$p_{\text{к}} = p_{\text{в}} + p_{\text{п}}.$$

Величина $p_{\text{в}}$ постоянна по всей площади контакта, а $p_{\text{п}}$ — переменная, зависящая от числа слоев корда, прочности и толщины протектора.

Современные пневматика для грунтовых ВПП позволяют регулировать давление из кабины пилотов.

Примерное значение коэффициента сопротивления качению $f_{\text{кач}}$ при скорости 1 м/с приведено на рис. 6.7.2.

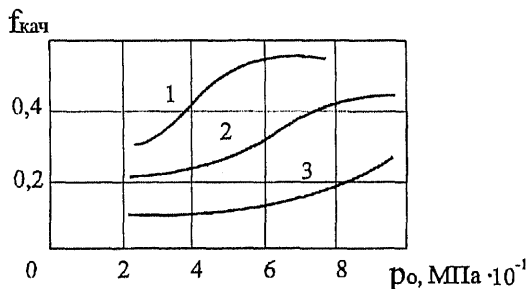


Рис. 6.7.2. Изменение коэффициента колеса $f_{\text{кач}}$ сопротивления качению в зависимости от давления в пневматике p_0 : 1, 2, 3 — соответственно в период распутицы, просыхания, сухой и плотный грунт

Для обеспечения проходимости по мокрому грунту давление в пневматике не должно быть выше 0,3—0,35 МПа и 0,5—0,6 МПа для сухого грунта.

Глубина колеи, которая образуется на поверхности грунтовой ВПП при движении с малой скоростью, подсчитывается по формуле

$$h_{\text{к}} = \left(\frac{P_{\text{ст}}^2}{B_{\text{к}} \sigma} \right)^2 \frac{1}{D_{\text{к}} \delta_{\text{к}}},$$

где h_k — допустимая глубина колеи ($h_k = 6-8$ см); $P_{ст}$ — действительная стояночная нагрузка на одно колесо; B_k, D_k — ширина и диаметр колеса; σ — прочность грунта ($\sigma \leq 0,6$ МПа для грунта без дернового покрытия); δ_k — коэффициент, учитывающий деформацию пневматика в зоне контакта с грунтом (рис. 6.7.3).

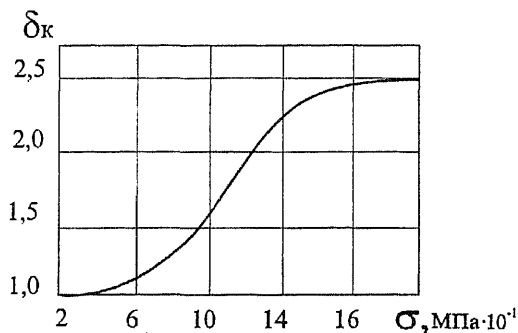


Рис. 6.7.3.
Зависимость
коэффициента δ_k
от прочности
грунта σ

Если глубина колеи превышает допустимую, предпринимают следующие меры по улучшению проходимости:

- увеличивают количество колес (снижается $P_{ст}$);
- увеличивают размеры колес;
- уменьшают давление в пневматиках.

Проходимость можно улучшить за счет колесного шасси в комбинации с лыжным. Небольшая лыжа, установленная параллельно плоскости колеса, улучшает проходимость вертолета и может быть использована в качестве дополнительного тормоза на грунтовом аэродроме. При эксплуатации вертолета на сухих грунтах лыжу можно снять.

Энергетические и перегрузочные характеристики прочности и энергоемкости пневматиков колес шасси

На рис. 6.7.4 показана диаграмма радиального статического обжатия пневматика (кривая $P = f(\delta)$, где P — радиальная нагрузка на колесо, а δ — обжатие пневматика).

Характерные точки диаграммы:

$P_{разр.рад}$ — разрушающая радиальная нагрузка, соответствует разрушению конструкции колеса при поглощении предельной энергии удара;

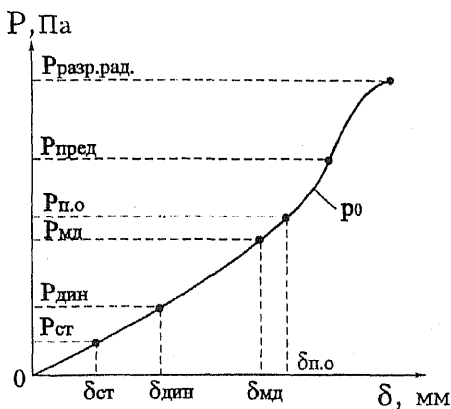


Рис. 6.7.4.
 Диаграмма
 обжатия авиаколес δ
 при разных
 давлениях p_0 зарядки
 пневматика

$P_{\text{пред}} = 0,75 P_{\text{разр.рад}}$ — предельная нагрузка, не представляющая опасности разрушения колеса. Предельная работа пневматика $A^{\text{пр}}$; $P_{\text{разр.рад}}$ и $P_{\text{пред}}$ практически не зависят от начального давления p_0 в пневматике;

$\delta_{\text{ст.взл}}$, $\delta_{\text{ст.пос}}$ и $P_{\text{ст.взл}}$, $P_{\text{ст.пос}}$ — допустимые значения стояночного обжатия и стояночной нагрузки при взлетной и посадочной массах.

Остальные силовые характеристики P определяются величиной соответствующего им обжатия δ и значением p_0 ;

$\delta_{\text{п.о}}$ и $P_{\text{п.о}}$ — деформация и нагрузка при полном обжатии пневматика (сплющивание до обода);

$\delta_{\text{м.д}} = (0,95-1,0)\delta_{\text{п.о}}$ и $P_{\text{м.д}}$ — максимально допустимые обжатие и нагрузка. Нагрузка, приходящаяся на колесо одной стойки шасси при поглощении эксплуатационной энергии удара A^a , должна быть не больше $P_{\text{м.д}}$;

$\delta_{\text{дин}} = 0,5\delta_{\text{п.о}}$ и $P_{\text{дин}}$ — динамическое обжатие и радиальная динамическая нагрузка, допустимая для пневматика передней опоры при действии на вертолет посадочного веса и сил торможения.

Разница между динамическим обжатием пневматика, получаемым при посадке, и «статическим» (медленным) обжатием изменяется в зависимости от скорости нагружения, которая, в свою очередь, зависит от параметров амортизации и пневматика. Усилие динамического нагружения превосходит статическое на 7—10%. Обычно при отсутствии опытных данных о влиянии скорости на-

гружения на работу пневматика пользуются статической кривой обжатия пневматика.

Большую часть службы пневматик находится в условиях стояночного обжатия. Для обеспечения долговечности пневматика принимается $\delta_{ст}$ значительно меньше $\delta_{п.о}$. Обычно $\delta_{ст} = (0,2-0,4)\delta_{п.о}$.

При определении положения колеса или колес относительно других деталей (например, цилиндра, втулки или полувилки) необходимо учитывать такие факторы, как прилипание грязи и изнашивание шины колеса.

Установка колеса на шасси должна предусматривать возможность осмотра состояния основных узлов их крепления и тормозной системы. При эксплуатации размеры пневматика увеличиваются примерно на 4% по диаметру и на 2-3% по ширине. Нельзя допустить не только касания, но и малого зазора между пневматиком и какой-либо соответствующей частью стойки.

Колеса главных ног шасси должны быть обязательно тормозными. Применяются колодочные, камерные и дисковые тормоза.

Требования к тормозным колесам и их системам:

- одновременность и одинаковость торможения колес во избежание разворота вертолета;
- плавность действия, т.е. постепенное нарастание сил трения;
- возможность быстрого затормаживания и растормаживания (время полного затормаживания — 1,5 с, растормаживания — 1,5 с);
- возможность отдельного торможения колес.

Камерные тормоза имеют обод с уложенными по периферии колодками. Обод с колодками прижимается к диску кольцевой резиновой камерой при подаче в камеру воздуха или жидкости. Колодки перемещаются в радиальном направлении и прижимаются по всей окружности к тормозному барабану колеса.

По сравнению с колодочным камерный тормоз обеспечивает равномерное прилегание колодок к барабану. Поэтому камерный тормоз более эффективен, а тормозной момент не зависит от направления вращения колес. Однако камерный тормоз имеет пониженную приемистость, поскольку для заполнения камеры жидкостью или воздухом требуется определенное время (1,0-1,5 с).

Дисковый тормоз работает по принципу фрикционной муфты включения. При подаче давления жидкости в блок цилиндров поршни, преодолевая сопротивление возвратных пружин, перемещают нажимной диск. Он прижимает неподвижные диски к вращающимся, и колесо затормаживается. Момент торможения дисковых тор-

мозов не зависит от направления вращения колеса, их надежность выше, чем у камерных тормозов. Дисковые тормоза имеют меньшие габариты (по сравнению с колодочными и камерными тормозами) при одинаковой энергоемкости и эффективности, что упрощает размещение тормоза на колесе.

Для корабельных вертолетов тормозная система колес опор шасси играет важную роль в обеспечении устойчивости его положения на полетной палубе. Принцип торможения с постепенным нарастанием тормозного усилия здесь не приемлем. Так, например, могут быть применены тормоза, работающие в распор: под механическим давлением пружины зубчатый сектор входит в зацепление венцом, жестко связанным со ступицей колеса, препятствуя его вращению. Тормоз отпускается при подаче гидравлического давления. Кроме того, для корабельных вертолетов необходимо выполнять требования постоянства тормозного момента как при движении вертолета вперед, так и назад под воздействием качки корабля. Этим требованиям удовлетворяют камерные и дисковые тормоза.

Масса колес может быть уменьшена за счет конструктивно-технологических решений. Бескамерные пневматики легче обычных и постепенно их вытесняют. Для изготовления колес последовательно использовались сплавы: магниевые, алюминиевые, титановые.

Колодочные тормоза вытесняются более компактными — дисковыми. Применение самосмазывающихся подшипников уменьшает эксплуатационные расходы и массу шарнирных узлов шасси.

6.8. АМОРТИЗАТОРЫ ШАССИ

Сила удара о землю воспринимается пневматиком, количественно преобразуется и передается через амортизатор на конструкцию вертолета, где и уравнивается силами веса и инерции.

Работа $A_{ам}$, приходящаяся на амортизатор, определяется приблизительно разностью нормированной работы и работы, поглощаемой пневматиками при заданной перегрузке:

$$A_{ам} = A_n^p - z_k A_p.$$

Нормированную эксплуатационную работу амортизатора шасси A_n^p рассчитывают как

$$A_{\text{н}}^3 = 0,5 m_{\text{ред}} V_y^2,$$

где $m_{\text{ред}}$ ($m_{\text{пр}}$) — редуцированная (приведенная) масса вертолета; V_y — вертикальная компонента скорости вертолета при его посадке. Введением $m_{\text{пр}}$ учитывается не только поступательное движение вертолета, но и вращение его относительно центра массы.

Приведенная масса $m_{\text{пр}}$, приходящаяся на одно колесо, предполагается расположенной над осью колеса на линии действия силы. Вертикальная скорость V_y и приведенная масса $m_{\text{пр}}$ для каждой из ног шасси зависят от случая посадки и геометрических соотношений.

Приведенная масса вертолета

$$m_{\text{пр}} = \bar{m}_{\text{пр}} m_0,$$

$\bar{m}_{\text{пр}}$ — относительная приведенная масса вертолета.

Относительную приведенную массу к колесам одной стойки можно определить по следующим приближенным формулам:

— при посадке на основные стойки шасси

$$\bar{m}_{\text{пр}} = \frac{1}{1 + \frac{b_x^2}{i_z^2} + \frac{b_z^2}{i_x^2}};$$

— при посадке на переднюю стойку шасси

$$\bar{m}_{\text{пр}} = \frac{\bar{V}_y^2}{1 + \frac{a_x^2}{i_z^2} + \frac{a_z^2}{i_x^2}}.$$

Здесь \bar{V}_y^2 — коэффициент, учитывающий пониженную скорость в момент касания земли передними колесами, обычно берется равной 0,85 от скорости V_y в момент касания земли основными колесами шасси; a_x , b_x — расстояние от колес переднего и основного шасси до центра массы вертолета (a_x принимается до предельного переднего положения центра массы; b_x — до предельного заднего); a_z , b_z — расстояние передней и основной стойки шасси от оси фюзеляжа; i_x , i_z — радиусы инерции вертолета по осям X и Z .

Примерные значения входящих в эти формулы величин и приведенных масс даны в табл. 6.8.1.

Таблица 6.8.1

Схема вертолета	Посадка на одну стойку основного шасси			Посадка на одну стойку переднего шасси			
	$\frac{b_x^2}{i_z^2}$	$\frac{b_z^2}{i_x^2}$	$\bar{m}_{\text{пр}}$	$\frac{a_x^2}{i_z^2}$	$\frac{a_z^2}{i_x^2}$	$\bar{m}_{\text{пр}}$	$\Sigma(\bar{m}_{\text{пр}})_{\text{max}}$
Одновинтовая	0,05	1,00	0,49	1,70	0,00	0,27	1,25
Продольная	0,20	1,00	0,45	0,50	0,91	0,30	1,50
Поперечная	0,12	0,24	0,75	2,30	0,00	0,22	1,75

Работа (энергия), поглощаемая пневматиками колес основного шасси в процессе нагружения,

$$\Sigma A_n = z_{\text{к}} \int_0^{\delta} P d\delta,$$

$z_{\text{к}}$ — число всех колес основного шасси.

Работа, поглощенная пневматиками до максимально допустимого обжатия $\delta_{\text{мд}}$,

$$A_n \approx P_{\text{мд}} \delta_{\text{мд}}.$$

Последней формулой можно пользоваться в пределах линейной зависимости P от δ .

Доля энергии удара, поглощаемой пневматиками, не должна превышать 25—40% кинетической энергии вертолета при посадке. На тяжелых вертолетах, рассчитанных на небольшую перегрузку при посадке (порядка 2), можно допустить поглощение пневматиками до половины нормированной работы.

Направление хода оси колеса определяется кинематикой обжатия опоры шасси (рис. 6.8.1).

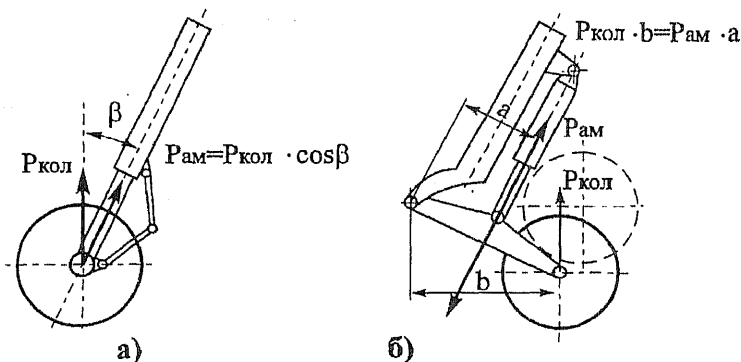


Рис. 6.8.1. Схемы передачи усилия от оси колеса $P_{\text{кол}}$ на шток амортизатора $P_{\text{ам}}$:

- a — телескопическая (балочная) стойка; $P_{\text{кол}}$, $P_{\text{ам}}$ — сила реакции на оси колеса и вдоль штока амортизатора соответственно;
 β — угол выноса оси колеса;
 b — рычажная стойка; a , b — вынос оси амортизатора и оси колеса относительно шарнира рычага

Соотношение между усилием $P_{\text{кол}}$ на оси колеса и усилием $P_{\text{ам}}$ вдоль амортизатора определяется коэффициентом передачи (передаточным числом по силам) $t_c = \frac{P_{\text{ам}}}{P_{\text{кол}}}$.

Для телескопических стоек (рис. 6.8.1, а) $t_c = \cos \beta$, где β — угол между осью стойки и нормалью к земле при стоянке вертолета. Для рычажной стойки $t_c = \frac{b}{a}$ (рис. 6.8.1, б).

Амортизаторы следует располагать так, чтобы угол β при всех нормально возможных направлениях удара (посадка на три точки, на главные колеса и т.д.) был как можно меньше (для балочных стоек до 25° , для рычажных $\beta = 30-40^\circ$).

В процессе обжатия рычажной стойки передаточное отношение не должно увеличиваться более чем на 35—50%. При полностью обжатом амортизаторе рычаг стойки должен находиться в горизонтальном положении. Рекомендуется применять начальный угол наклона рычага к горизонтали $\alpha = 35-45^\circ$.

Необходимо избегать отрыва колес от земли при обратном ходе штока амортизатора. Для этого стояночная усадка амортизаторов

главных ног шасси должна быть как можно больше (до $2/3$ расчетного хода). Работа гистерезиса за прямой и обратный ходы должна составлять около 80% поглощенной амортизатором энергии.

Трение пневматика о землю, инерционные силы раскрутки колеса при посадке с пробегом, упругие деформации стойки под нагрузкой вызывают появление на колесе знакопеременной горизонтальной силы. При расчете амортизации обычно рассматривают лишь вертикальный удар вертолета о землю без учета горизонтальных сил; массу подвижных частей амортизационной стойки не учитывают.

Имея кривую обжатия пневматика и суммируя перемещение оси колеса, можно получить общую диаграмму обжатия пневматика и амортизатора.

Зависимость изменения усилий, действующих на амортизатор в процессе его обжатия $P = f(\delta_{ам})$, называется *диаграммой работы амортизатора* (рис. 6.8.2). Эта зависимость строится на прямом ходу при обжатии амортизатора приложенными к нему внешними силами, и на обратном — при расжатии амортизатора за счет энергии сжатого в нем газа.

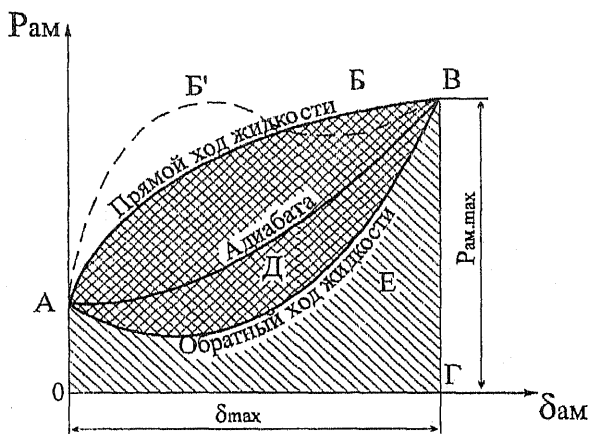


Рис. 6.8.2. Диаграмма работы жидкостного амортизатора шасси:
 ОАВВГ — работа при обжатии амортизатора;
 ОАЕВГ — возвращенная амортизатором работа;
 АВВЕА — петля гистерезиса

При обжатии амортизатора энергия внешних сил расходуется на сжатие газа P_r , на проталкивание жидкости $P_{ж}$ через неболь-

шие отверстия в плунжере или зазоры между иглой и плунжером, на преодоление сил трения $P_{\text{т}}$ в уплотнителях и буксах и сил инерции подвижных частей амортизатора (рис. 6.8.3). Если пренебречь силами инерции подвижных частей, усилие $P_{\text{ам}}$, сжимающее амортизатор, определяется уравнением

$$P_{\text{ам}} = P_{\text{г}} + P_{\text{ж}} + P_{\text{т}}.$$

Рассмотрим изменение каждого слагаемого уравнения в процессе сжатия амортизатора.

Сила сжатия газа. Изменение силы сжатия газа $P_{\text{г}}$ (рис. 6.8.3, а) при обжатии амортизатора происходит по политропическому закону:

$$P_{\text{г}} = p_0 F_{\text{птг}} \left(\frac{V_0}{V} \right)^k.$$

Здесь p_0 — начальное зарядное давление газа в воздушной камере амортизатора; $F_{\text{птг}}$ — площадь поршня штока; V_0 , V — начальный и текущий объемы газовой камеры; $k = 1,1-1,2$ — показатель политропы.

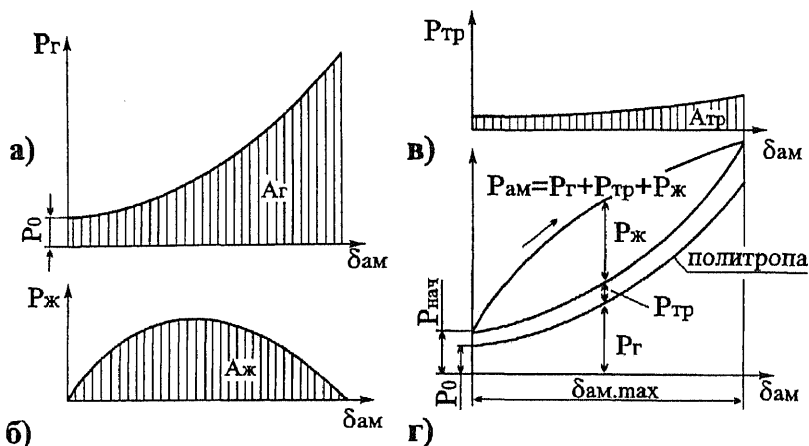


Рис. 6.8.3. Усилія, действующие на амортизатор при обжатии штока: а — сила сжатия газа $P_{\text{г}}$; б — давление в жидкостной камере $P_{\text{ж}}$; в — сила трения $P_{\text{т}}$; г — формирование диаграммы работы жидкостно-газового амортизатора

Чтобы избежать при динамическом обжатии чрезмерно больших усилий P_r и давлений в камере, относительное обжатие $\frac{V_0}{V}$ не должно превышать 5.

Сила, проталкивающая жидкость. Величина $P_{ж}$ (рис. 6.8.3, б) определяется гидравлическим сопротивлением при перетекании жидкости через жиклеры поршня:

$$P_{ж} = \frac{\gamma V_{шт}^2 F_{шт}^2}{2g\mu^2 S_{ж}^2},$$

где γ — плотность жидкости; $V_{шт}$ — скорость перемещения штока амортизатора; $F_{шт}$ — эффективная площадь поршня штока; μ — коэффициент истечения, зависящий от формы отверстий и вязкости жидкости (обычно $\mu = 0,65-0,75$); $S_{ж}$ — площадь жиклеров.

Для обеспечения плавности нарастания силы гидравлического сопротивления по мере обжатия амортизатора площадь отверстий (жиклеров) для протока жидкости делают переменной. Конструктивно это достигается фрезеровкой канавок переменного сечения на внутренней поверхности штока или на наружной поверхности плунжера, или применением специальной профилированной иглы.

По статистике при передаточных числах $t_c \approx 1$ для проходных отверстий с постоянным сечением, а также для средней величины площади проходных отверстий с переменным сечением $S_{ж} = (0,01-0,02)F_{шт}$, а при $t_c > 1$ — $S_{ж} = 0,01F_{шт}$. На обратном ходу площадь проходных отверстий (в обратном клапане) обычно составляет 30—50% площади отверстий на прямом ходе.

Сила трения в уплотнениях и буксах. Сила трения P_t (рис. 6.8.3, в) зависит от конструкции уплотнения и от давления газа в амортизаторе. Обычно $P_t = (0,01-0,02)P_r$.

Сила трения в буксах амортизатора

$$P_{т.б} = f(R_1 + R_2),$$

где f — коэффициент трения; R_1 и R_2 — реакции опор штока на буксах амортизатора.

Для консольно-телескопических амортизаторов сила трения зависит от коэффициента трения, расстояния между буксами и от угла, который образуется между действующей на амортизатор си-

лой и его осью. Предельно допустимой силой трения, действующей на амортизатор, считается сила, составляющая не более $(0,18-0,2)P_r$ от осевого усилия, создаваемого газом амортизатора.

Диаграмма работы амортизатора при обжатии строится суммированием усилий P_r , $P_{ж}$ и P_t для текущих значений обжатия $\delta_{ам}$. Начальная ордината диаграммы работы $P_{нач} = p_0 F + P_t$.

Вся воспринимаемая амортизатором работа при обжатии (рис. 6.8.3, з) равна сумме работ:

$$A_{ам} = A_r + A_{тр} + A_{ж}.$$

Диаграмма усилий амортизатора на обратном ходу строится по уравнению

$$P_{ам} = P_r - P_t - P_{ж} - P_{ст},$$

где $P_{ст}$ — стояночное усилие, приходящееся на амортизатор. (Если оно равно нулю, амортизатор разжимается полностью, т.к. силы газа преодолевают только силы сопротивления жидкости и трения.)

Параметры амортизатора (рис. 6.8.4) необходимо выбирать так, чтобы при его динамическом обжатии на полный ход $\delta_{ам, max}$ получить заданную диаграмму работы и обеспечить необходимую прочность при действии нагрузок на стойку шасси.

Максимальный ход обжатия амортизатора определяется по формуле

$$\delta_{ам, max} = \frac{A_{ам}}{\eta t_c P_{ст} n^3},$$

где $A_{ам}$ — работа амортизатора; η — коэффициент полноты диаграммы амортизатора (у современных амортизаторов обычно $0,6-0,75$); t_c — передаточное число от колеса к амортизатору; n^3 — эксплуатационная перегрузка ($n^3 = 2-2,5$); $P_{ст}$ — стояночная нагрузка на стойку шасси.

Увеличение хода амортизатора приводит к снижению нагрузок, действующих на шасси и планер. Таким образом, целесообразно увеличивать ход штока амортизатора в шасси консольного типа $\delta_{ш}$ или ход колеса δ_k шасси рычажного типа. Однако компоновочные, габаритные и другие соображения накладывают определенные ограничения.

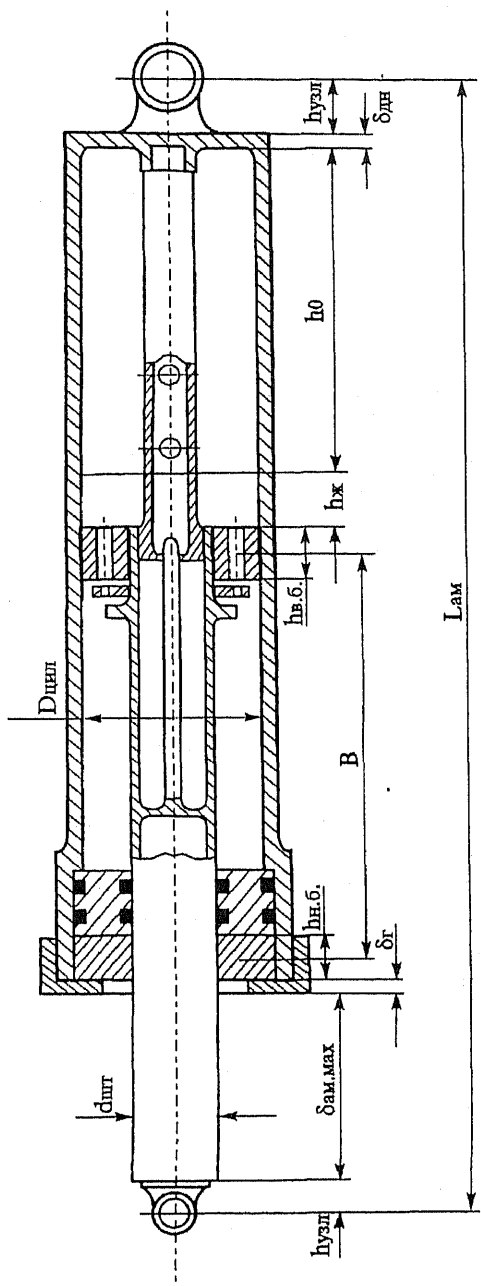


Рис. 6.8.4. Параметры амортизатора

На практике перемещение оси главных и передних колес в вертикальной плоскости в зависимости от массы вертолета и условий его эксплуатации находится в следующем диапазоне:

- главные стойки — 200—600 мм;
- передние стойки — 200—400 мм;
- хвостовые опоры — 200—400 мм.

При этом ход штока амортизатора зависит от передаточного отношения t_c . При заданной высоте шасси и обжати амортизаторов и колес до максимальных значений должны обеспечиваться зазоры между элементами конструкции вертолета и поверхностью посадочной площадки.

Геометрические размеры сечения штока и цилиндра амортизатора следует определять на основании их расчета на прочность, добиваясь получения наибольших значений диаметров, величина которых ограничивается лишь условиями местной потери устойчивости. В этом случае толщины стенок сечений штока и цилиндра будут минимальными и, соответственно, их масса — наименьшей. Внешний диаметр штока выбирается по минимуму усилий трения в нижней буксе амортизатора.

Рабочая площадь поршня штока амортизатора определяется в зависимости от зарядного начального давления p_0 , которое устанавливается по средним статистическим данным.

Для шасси желательно иметь как можно меньшими усилия предварительной затяжки p_0 . При большой тяге НВ усилия P на шасси уменьшаются, при $P_{нач} > P$ амортизаторы не работают, и может развиваться «земной» резонанс с неработающими амортизаторами на упругих пневматиках, практически лишенных демпфирования. Для вертолетных шасси надо так выбирать характеристики, чтобы усилие предварительной затяжки составляло не более 10% от стояночной нагрузки на амортизатор.

Рабочая площадь поршня

$$F_{пор} = \frac{P_{нач}}{p_0}.$$

Расстояние между буксами амортизатора:

— для вильчатой стойки

$$b = \frac{2 a \operatorname{tg} \beta \mu \delta}{0,2 - \operatorname{tg} \beta \mu \delta},$$

где a — расстояние от оси колеса до нижней буксы ($a = \delta_{\text{ам.мах}} + h_{\text{узн}}$); μ_{δ} — коэффициент трения букс ($\mu_{\delta} = 0,15$ — трение бронзы о сталь при малой смазке); β — угол между осью стойки и нормалью к земле при стоянке вертолета;

для стойки с вынесенным назад колесом относительно штока амортизатора на величину c

$$b = \frac{2(a \operatorname{tg} \beta - c) \mu_{\delta}}{0,2 - \operatorname{tg} \beta \mu_{\delta}}.$$

Ширина букс h_{δ} определяется по допустимому для них удельному давлению. Для обеспечения задаваемого ресурса $\sigma_{\text{сж}}$ принимается не более 15—20 МПа. По статистике $h_{\delta} \approx 0,5 D_{\text{пор}}$.

Конечное давление газа в амортизаторе

$$p_{\kappa} = \frac{P_{\text{ст.з.к.т.с.кон}} n^{\alpha}}{F_{\text{шт}}}$$

Для амортизатора передней стойки шасси телескопического типа $p_{\kappa} \leq 10$ МПа, а для рычажного типа $p_{\kappa} \leq 40$ МПа.

Начальный объем газа в амортизаторе

$$V_0 = \frac{F_{\text{шт}} \delta_{\text{ам.мах}}}{1 - \frac{p_{\text{н}}}{p_{\kappa}}}$$

Высота воздушной камеры

$$h_{\text{а}} = \frac{V_0}{F_{\text{шт}}}$$

Уровень жидкости, который отмеряется от конца верхней буксы в необжатом положении,

$$h_{\text{ж}} = \left(1 - \frac{D_{\text{шт}}^2}{D_{\text{пор}}^2} \right) \delta_{\text{ам.мах}},$$

$D_{\text{шт}}^2 \approx 0,85 D_{\text{пор}}$ — внешний диаметр штока амортизатора.

Высота уровня масла над поршнем в необжатом положении амортизатора определяется из условия, что в начале и в конце уровень масла выше внешней поверхности поршня.

Длина узлов крепления цилиндра амортизатора и штока

$$h_{\text{верх.узел}} \approx h_{\text{нижн.узел}} \approx D_{\text{пор}}.$$

Длина стойки шасси с необжатым амортизатором

$$l_{\text{ст}} = l_{\text{шт}} + h_{\text{ж}} + h_{\text{а}} + h_{\text{узел}},$$

где $l_{\text{шт}}$ — длина штока от оси колеса до внешней поверхности поршня,

$$l_{\text{шт}} = 0,5D_{\text{к}} + h_{\text{з}} + h_{\text{п}} + \delta_{\text{max}} + 0,5(h_{\text{пб}} + h_{\text{нб}}) + b.$$

Здесь $D_{\text{к}}$ — диаметр колеса; $h_{\text{з}}$ — зазор между колесом и вилкой стойки ($h_{\text{з}} = 20\text{--}30$ мм для легких вертолетов; $h_{\text{з}} = 30\text{--}40$ мм — для тяжелых вертолетов); $h_{\text{п}}$ — высота вилки; $h_{\text{пб}}$, $h_{\text{нб}}$ — высота нижней и верхней буксы; b — расстояние между буксами; $h_{\text{ж}}$, $h_{\text{а}}$ — высота жидкости над клапаном обратного торможения и воздушной камеры в необжатом положении амортизатора; $h_{\text{узел}}$ — высота узла крепления стойки к каркасу вертолета.

На основании полученных значений конструктивных параметров амортизатора первого приближения уточняют расчет, рассматривая ряд случаев посадки.

6.9. КОРРЕКТИРОВКА ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК ШАССИ

Запас устойчивости винта на упругом основании может быть получен увеличением демпфирования колебаний лопасти или фюзеляжа, т.е. повышением демпфирующей способности шасси. Однако такие возможности практически ограничены. Демпферы лопасти и шасси выполняют ряд других функций, не связанных с «земным» резонансом. Демпфер лопасти работает при поступательном полете вертолета и нагружает комлевую часть лопасти переменным изгибающим моментом в зависимости от степени его демпфирования. Прочность комлевой части лопасти и втулки и их масса определяются именно наличием демпфера.

Для вертолетов обычной одновинтовой схемы колею шасси следует выбирать так, чтобы частота собственных поперечных колебаний вертолета на пробеге с неработающими стойками (работают лишь пневматики) была приблизительно на 20% выше рабочих оборотов винта:

$$p_{\text{рп}} = 1,2 \omega_p = \sqrt{\frac{C_y^{\text{пп}} B^2}{2 I_c}}$$

Здесь $p_{\text{рп}}$ — частота собственных поперечных колебаний вертолета при пробеге с неработающими стойками (работают лишь пневматики); ω_p — рабочая частота НВ; B — колея шасси; I_c — момент инерции относительно центра масс вертолета.

Коэффициент вертикальной жесткости $C_y^{\text{пп}}$ может быть определен по диаграмме статического обжатия пневматика. Этот коэффициент представляет собой отношение величины силы, прижимающей пневматик к опорной поверхности, к величине соответствующего обжатия пневматика.

Колеса с пневматиком высокого давления мало обжимаются (имеют большую жесткость), и поэтому их целесообразно применять на палубных вертолетах.

Если размеры отверстий, через которые протекает гидросмесь при работе амортизатора, выбирают из условия отсутствия «земного» резонанса, как правило, работа амортизатора при посадке бывает неудовлетворительной (возникают чрезмерные усилия при ударе о землю). При выборе их из условия посадки получим слишком малое демпфирование при поперечных колебаниях вертолета, совершенно недостаточное для устранения «земного» резонанса (демфирование в пневматиках практически отсутствует).

Жесткостные характеристики амортизаторов определяются начальным давлением p_0 и объемом V_0 воздушных камер. Демпфирующие характеристики определяются выбранным законом изменения сечений в амортизаторах, проходимых жидкостью.

При конструировании амортизационных стоек главных опор шасси (а при четырех опорах — и передних стоек) особое внимание уделяется вопросу существенного увеличения демпфирования, создаваемого амортизационными стойками при возникновении на вертолете колебаний типа «земной» резонанс. Для этой цели применяются амортизационные стойки с большим ходом штока и максимальным снижением усилий страгивания, обеспечивающие включение амортизатора в работу и появление демпфирования практически в момент касания колесами земли. Увеличению демпфирования способствует также снижение сухого трения в амортизационных стойках благодаря применению капролоновых боек вместо бронзовых.

В целях снижения начального усилия страгивания на вертолетах применяются амортизационные стойки различных конструкций: с низким зарядным давлением азотом; с разгрузочной пружиной; двухкамерные (рис. 6.9.1).

Для амортизационных стоек с разгрузочной пружиной начальное усилие страгивания штока

$$P_{\text{нач}} = p_0 F_{\text{шт}} - P_{\text{пр}} + P_{\text{т}},$$

где $P_{\text{пр}}$ — усилие, развиваемое пружиной при полностью выпущенном штоке; p_0 — давление зарядки азота; $F_{\text{шт}}$ — расчетная площадь штока; $P_{\text{т}}$ — сухое трение амортистойки.

Чрезмерное увеличение степени демпфирования шасси без применения специальных устройств приводит к повышению жесткости амортизации и, следовательно, к росту динамических нагрузок при посадке вертолета.

Этот недостаток можно преодолевать, установив в плунжере специальный пружинный клапан (рис. 6.9.2). Клапан открывается только тогда, когда усилие сжатия в амортизаторе при ударе о землю превосходит некоторое критическое значение $P_{\text{ам}}^{\text{к}}$. При $P_{\text{ам}} < P_{\text{ам}}^{\text{к}}$ работают отверстия, размеры которых выбраны из условия «земного» резонанса, а при $P_{\text{ам}} > P_{\text{ам}}^{\text{к}}$ работают дополнительно отверстия большого диаметра. Их размеры выбираются из условий ограничения перегрузки при посадке.

Для амортизации шасси корабельного вертолета начальное усилие (предварительная затяжка) p_0 в 5—6 раз меньше, чем у амортизаторов шасси сухопутного вертолета.

Эффективным средством включения амортизатора в работу является введение резинофторопластовых уплотнительных манжет с пониженным трением, уменьшение диаметра штока амортизатора, применение в кинематических узлах звеньев шасси металлофторопластовых подшипников вместо бронзовых вкладышей.

Отстройка от автоколебаний «шимми»

В результате взаимодействия инерционных и упругих сил на передней стойке шасси могут возникнуть поперечные автоколебания. Эти автоколебания «шимми» являются следствием свободной ориентации переднего колеса, которая необходима для обеспече-

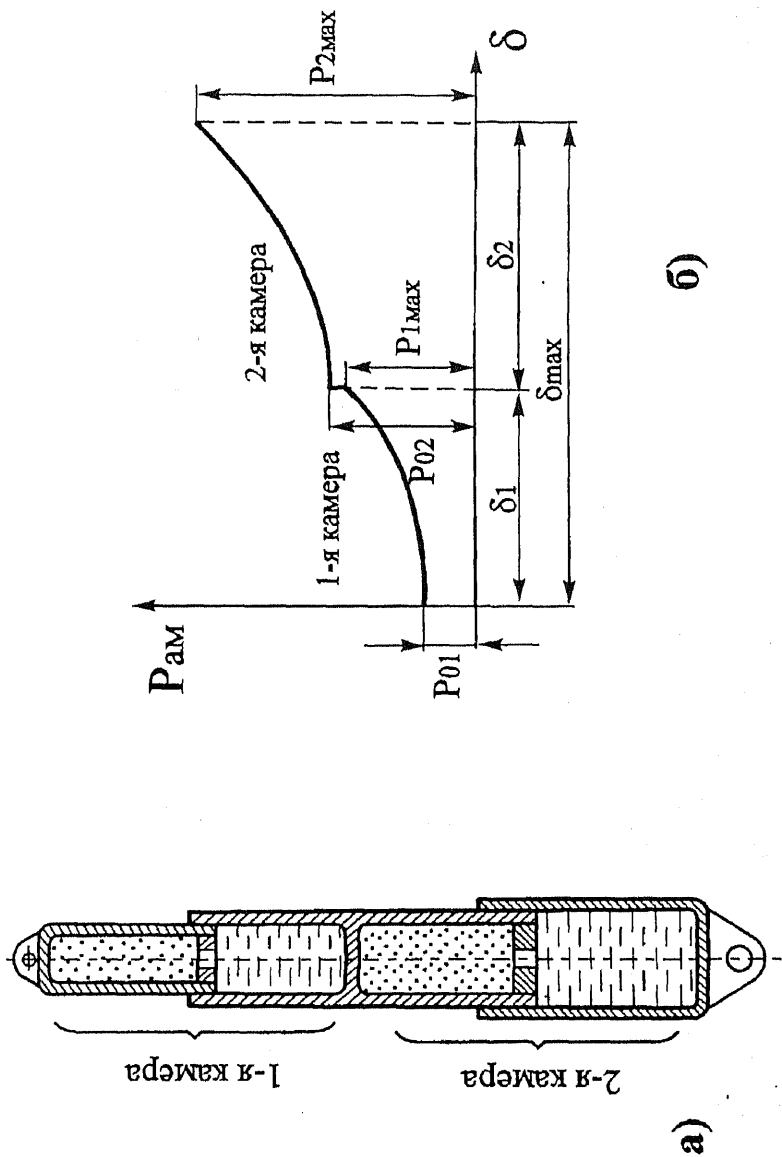


Рис. 6.9.1. Двухкамерная амортизационная стойка:
 а — схема амортизатора; б — диаграмма статического обжатия амортизатора

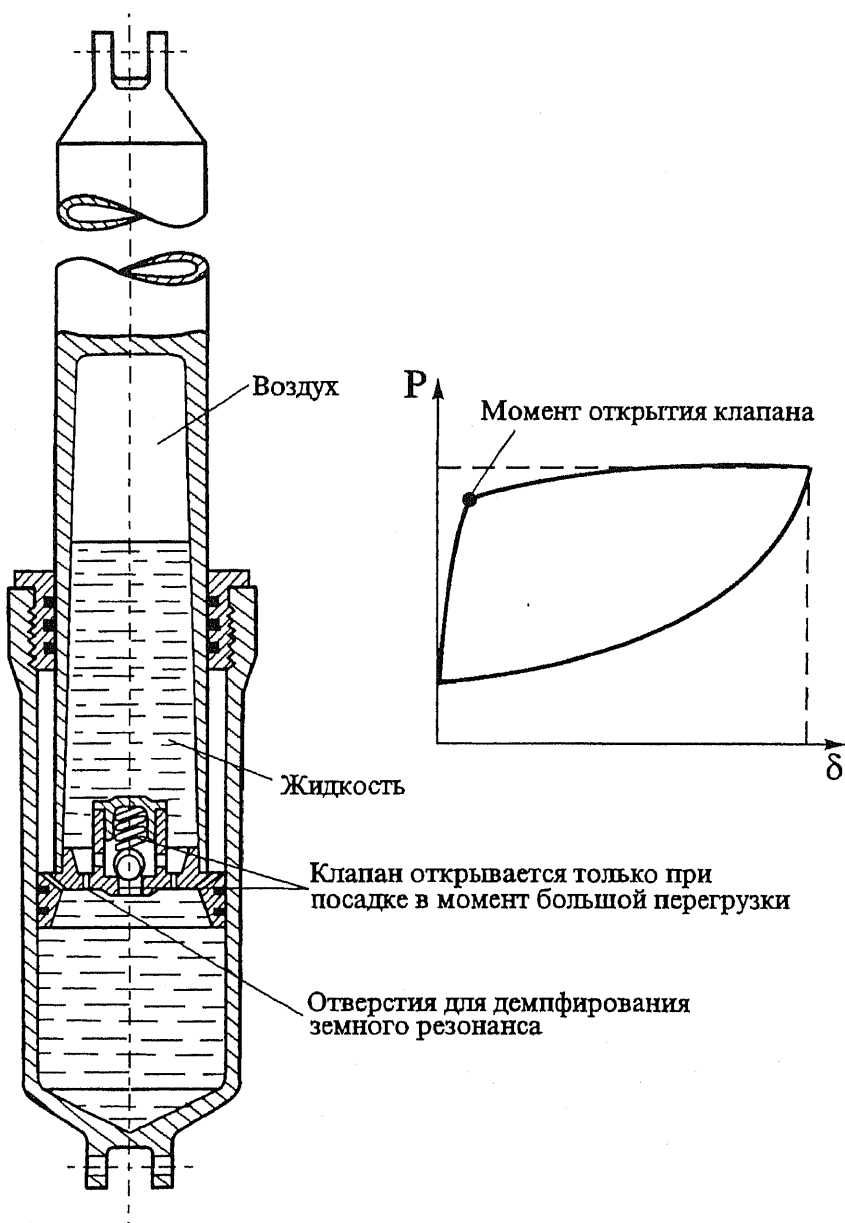


Рис. 6.9.2. Амортизационная стойка с редуционным клапаном

ния разворотов и устойчивости движения вертолета по аэродрому (рис. 6.9.3).

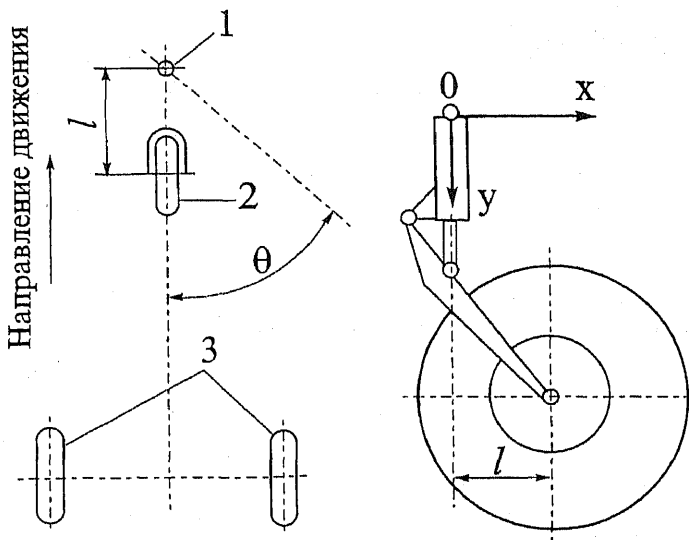


Рис. 6.9.3. Параметры носовой стойки шасси:
1 — шарнир; 2 — носовое колесо; 3 — основные колеса;
 l , Θ — вынос колеса и угол поворота относительно амортизатора

Коэффициент демпфирования h для обеспечения устойчивого движения без учета упругости стойки шасси является функцией ряда параметров и характеристик (рис. 6.9.4):

$$h = f(l; C_z^{\text{пн}}, C_m, I_y, V, k),$$

где l — вынос колеса относительно вертикальной оси; $C_z^{\text{пн}}$ — боковая жесткость пневматика; $\left(C_z^{\text{пн}} = \frac{P_z}{z}, P_z \text{ — боковая сила; } z \text{ — боковое смещение пневматика за счет его деформации} \right)$; C_m — пяточная жесткость, характеризующая момент кручения по контактной площади пневматика; I_y — момент инерции колеса относительно вертикальной оси поворота; V — скорость движения вертолета по посадочной полосе; k — поправочный коэффициент боковой силы P_z при уводе колеса на угол Θ .

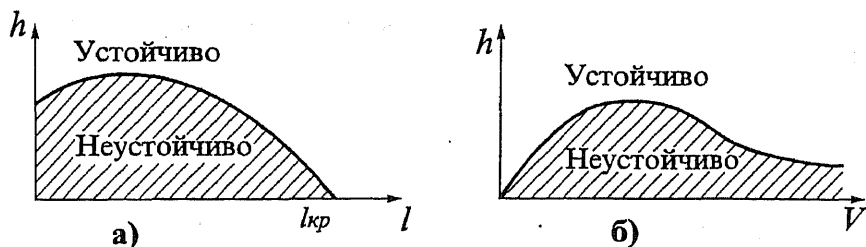


Рис. 6.9.4. Зависимость коэффициента демпфирования h от выноса колеса назад l (а) и скорости движения V (б)

Для ориентировочного определения боковой жесткости пневматика можно пользоваться данными табл. 6.9.1.

Таблица 6.9.1

Тип пневматика	$C_z^{пн} / C_y^{пн}$
Арочные	0,7—0,9
Полубаллонные	0,4—0,64
Высокого давления	0,3—0,4

Как видно из графика (рис. 6.9.4, а), при большом выносе колеса назад на $l > l_{кр}$ демпфер не нужен.

На рис. 6.9.4, б приводится зависимость коэффициента демпфирования от скорости движения. Существует режим движения вертолета, на котором требуется максимальное демпфирование поперечных колебаний шасси.

Потребная величина $l_{кр}$ будет значительно больше, если учитывать упругость передней стойки шасси на изгиб и кручение. Отстройка от автоколебаний типа «шимми» за счет соответствующего выноса приведет к существенному увеличению массы и габаритов передней стойки шасси. Поэтому такая задача решается комплексно. Вертолет маневрирует на аэродроме за счет самоориентирования колеса передней стойки. На шасси балочной схемы это требование осуществляется выносом колеса назад на величину l . На рычажной стойке величина l выбирается по конструктивно-кинематическим соображениям. С целью демпфирования колебаний

относительно оси передней амортистойки на ось колеса устанавливаются параллельно два пневматика арочного типа. Если эти мероприятия не приводят к устранению автоколебаний, то на переднюю стойку устанавливается демпфер «шимми».

6.10. СХЕМА УБОРКИ ШАССИ

Убирающиеся шасси и их створки должны автоматически запереться в выпущенном и убранном положениях. Узлы фиксации должны исключать самопроизвольный выпуск шасси при нормируемых эксплуатационных перегрузках, складывание его на стоянке, при рулении и буксировке вертолета в направлении вперед и назад. В системе предусматривается блокировочное устройство, исключающее его уборку при обжатых стойках.

Колеса и стойки при выпуске и убирании не должны проходить через пространство, отведенное для внешних подвесок.

Уборка и выпуск всех стоек шасси осуществляется посредством одного рычага (крана, переключателя, кнопки). Рычаг (кран) уборки и выпуска шасси должен иметь фиксированные положения («убрано» и «выпущено») и контровку этих положений.

В кабине экипажа предусматривается сигнализация убранного и выпущенного положения стоек шасси, установленных на замках.

На вертолетах применяется гидравлическая система уборки и выпуска шасси, имеющая следующие достоинства:

- высокую мощность гидравлических силовых приводов;

- возможность применения больших давлений, позволяющих пользоваться силовыми цилиндрами и проводкой незначительных размеров;

- меньшую массу по сравнению с электрической системой;

- большую надежность работы по сравнению с электрической и пневматической системами.

Чем проще ККС шасси, тем надежнее работа системы по его уборке и выпуску. Кроме основной системы управления выпуском шасси должна быть установлена аварийная или дублирующая системы.

Аварийная система выпуска шасси может быть гидравлической, механической, пневматической или с использованием специальных пиропатронов.

В выпущенном и убранном положении стойки шасси фиксируются замками. Убранное шасси закрывается створками.

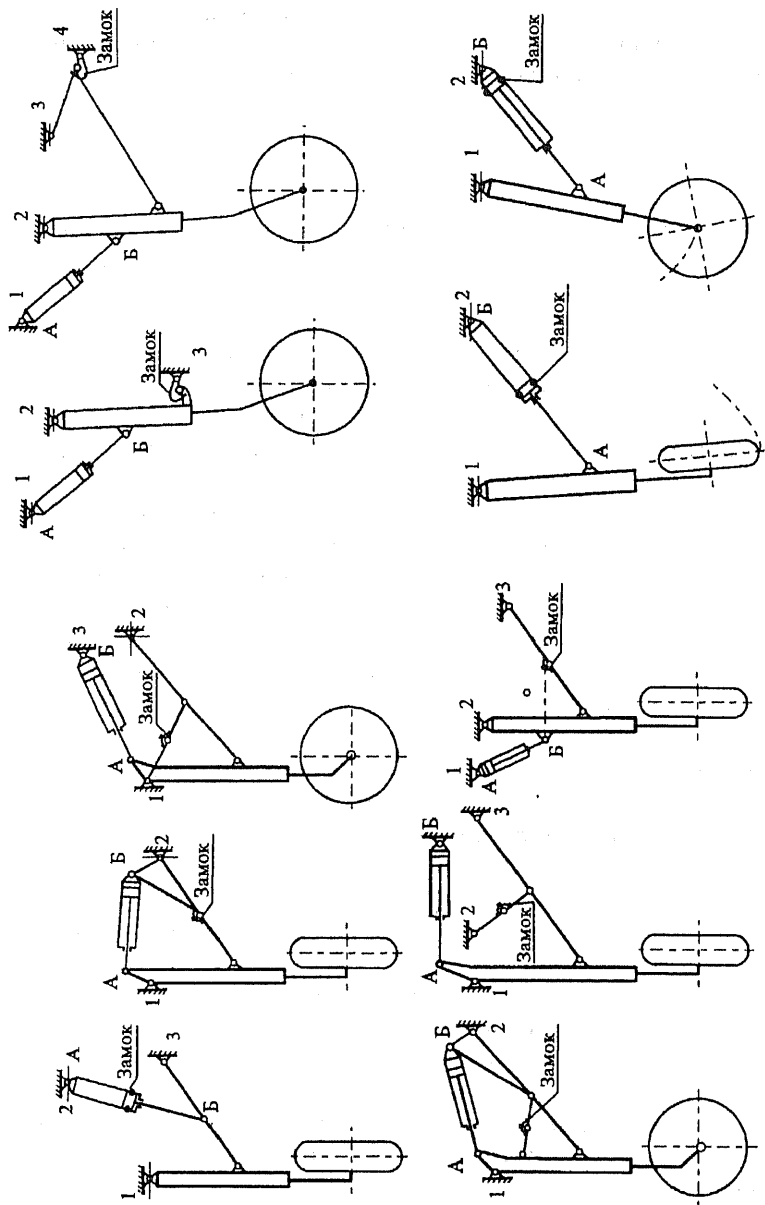


Рис. 6.10.1. Схемы уборки шасси:

1, 2, 3 — узлы крепления элементов шасси к силовым элементам каркаса; А—Б — механизм уборки

Нагрузки на шток силового цилиндра от силы тяжести и аэродинамических сил определяются в соответствии с кинематической схемой уборки и выпуска для нескольких положений шасси. Время выпуска и уборки шасси обычно задается тактико-техническими требованиями.

Схемы убирания носовой (хвостовой) стойки шасси сравнительно просты. Носовые (хвостовые) стойки убираются в фюзеляж «вверх-вперед» или «вверх-назад». Схема уборки «вверх-вперед» обеспечивает выпуск стойки под действием силы тяжести и скоростного напора даже при отказах бортовых источников энергии. В некоторых случаях таким же образом могут выпускаться и главные стойки шасси.

Схемы выпуска и уборки главных стоек шасси отличаются значительно большим разнообразием (рис. 6.10.1). На рис. 6.10.2 приведена ККС уборки главной стойки шасси экспериментального вертолета Боинг-360.

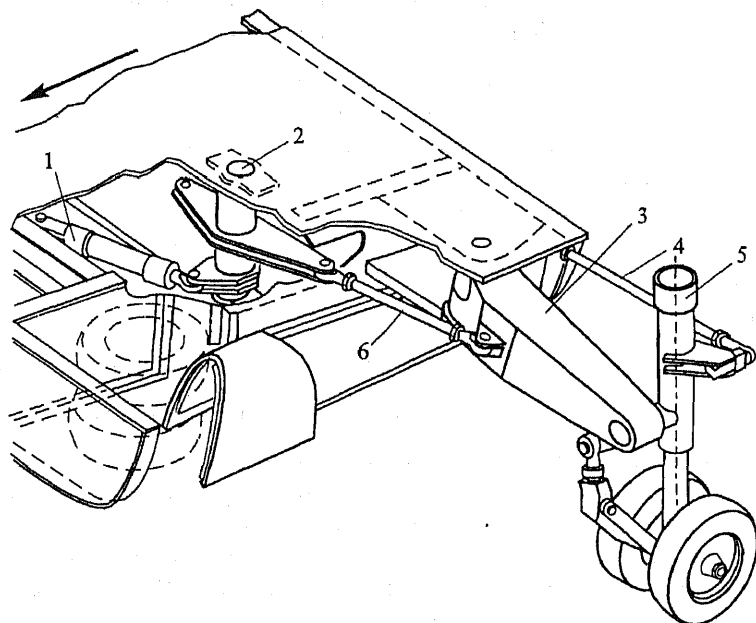


Рис. 6.10.2. ККС уборки основного шасси экспериментального вертолета Боинг-360:

- 1 — механизм уборки; 2 — ось механизма уборки;
- 3 — консоль крепления стойки шасси;
- 4, 6 — поводки механизма поворота; 5 — основная стойка шасси

Рекомендовать какое-либо конкретное конструктивное оформление стойки шасси весьма трудно. По существу для каждого вертолета создается своя конструктивная и силовая схемы шасси. Даже размеры стойки зависят не только от взлетной массы вертолета, но и от его схемы и назначения. Например, транспортный вертолет должен иметь очень низкое шасси, чтобы обеспечить выполнение требований по эксплуатации на земле.

Колеса в процессе уборки могут поворачиваться относительно стойки так, чтобы в убранном положении шасси занимало наименьший объем. Для боевого вертолета очень важным требованием является простота кинематической схемы выпуска шасси. Время выпуска и фиксации их стоек должно быть меньше времени падения вертолета с расчетной высоты полета при аварийной посадке.

Характеристики гидравлических механизмов уборки и выпуска шасси

Зависимость $P = f(\delta)$ (рис. 6.10.3) называется *диаграммой работы механизма уборки и выпуска*, где P — потребное усилие для обеспечения уборки или выпуска шасси; δ — ход механизма.

Нагрузки на шток силового цилиндра от сил тяжести и аэродинамических сил определяются в соответствии с кинематической схемой уборки и выпуска для четырех—семи положений шасси.

Нагрузка от веса P_T определяется для случая полета в спокойном воздухе по формуле

$$P_T = n^3 m_{III} g,$$

где m_{III} — масса подвижных частей шасси, приходящихся на данный силовой цилиндр; n^3 — эксплуатационная перегрузка.

Во время уборки и выпуска шасси амортизатор непрерывно поворачивается относительно воздушного потока. Нагрузки на шток силового цилиндра зависят от величины прилагаемых сил, точек их приложения и кинематической схемы шасси. Во всех подвижных сочленениях конструкции шасси и в уплотнениях силового цилиндра при движении возникают силы трения, которые дают дополнительные нагрузки на шток силового цилиндра. Эти нагрузки обычно определяются приближенно, как некоторая доля от инерционных и воздушных сил.

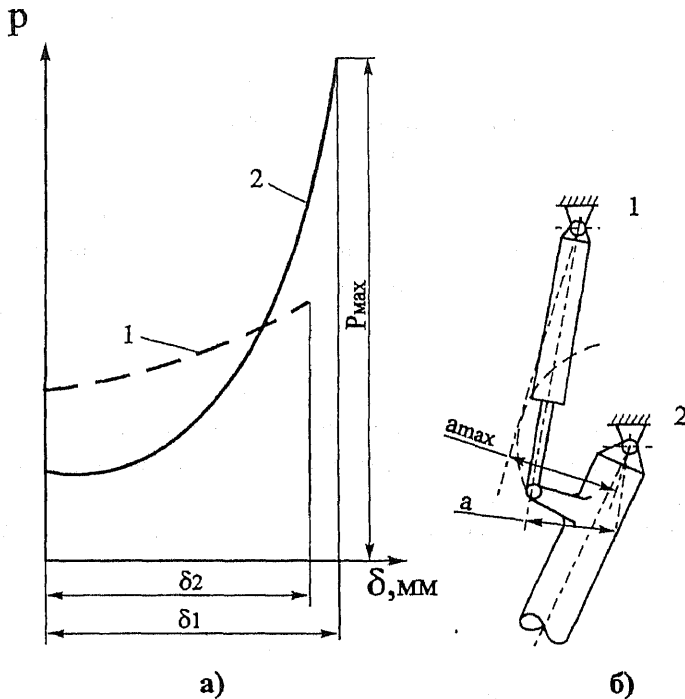


Рис. 6.10.3. Работа механизма уборки шасси;
a — зависимость характеристики подъемника
от кинематики уборки шасси:
характеристика 1 рациональнее характеристики 2;
б — рациональная кинематическая схема уборки шасси:
1, 2 — шарниры подъемника и стойки шасси;
a, *a*_{max} — плечо механизма уборки

Площади поршня гидравлических подъемников

$$F = \frac{P_{\max}}{p_p},$$

где p_p — располагаемое давление в гидравлической системе.

При определении F следует учитывать КПД подъемников, который равен 0,95—0,97. Под *располагаемым давлением* гидравлической системы понимается давление, которое подводится к рабочей площади поршня подъемника:

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

где p_{\max} — максимальное значение давления, создаваемое насосами при максимальной производительности; Δp — потери в подводящем и отводящем трубопроводе и распределительных гидравлических устройствах.

В современных гидравлических системах обычно устанавливаются плунжерные насосы переменной производительности, характеристики которых определяются графической зависимостью $Q = f(p)$, где Q — производительность насоса; p — создаваемое им давление.

По параметрам подъемника (максимальному ходу δ_{\max} и рабочей площади F) разрабатывается его конструкция.

В первом приближении необходимая производительность насосов гидравлической системы, обеспечивающая уборку и выпуск шасси за заданное техническими требованиями время, определяется уравнением

$$Q = \frac{F_1 \delta_{1\max}}{t_1} + \frac{F_2 \delta_{2\max}}{t_2} + \dots,$$

t — заданное время уборки и выпуска шасси.

Число членов в уравнении определяется количеством гидравлических подъемников, установленных в шасси. Потребная мощность насосов гидросистемы

$$W = p_{\max} Q.$$

Работа, которую производит механизм уборки и выпуска, записывается уравнением

$$A = P_{\max} \delta_{\max} \eta,$$

где P_{\max} — максимальное усилие на шток подъемника; η — коэффициент полноты диаграммы работы механизма.

Для увеличения полноты диаграммы работы механизм уборки и выпуска шасси следует устанавливать так, чтобы с ростом шарнирного момента, создаваемого силами сопротивления относительно оси уборки, увеличивалось относительно этой оси и плечо силы, которая создается механизмом (рис. 6.10.3, б).

Схема шасси с двумя механизмами уборки и выпуска

Установка вторых механизмов (рис. 6.10.4) целесообразна:

— когда при низком коэффициенте полноты диаграммы работы подъемника при уборке шасси требуемое усилие P_{\max} может быть достигнуто лишь за счет расширения рабочей площади подъемника, что приведет к увеличению всей энергетической системы;

— когда с помощью одного механизма уборки и выпуска вообще невозможно произвести уборку шасси (рис. 6.10.4, б). При подходе к убранному положению шарниры a_1 , a_2 и a_3 располагаются на одной прямой линии и образуется так называемое «мертвое положение», при котором усилие в механизме возрастает до бесконечности. Установка второго подъемника позволяет произвести уборку шасси.

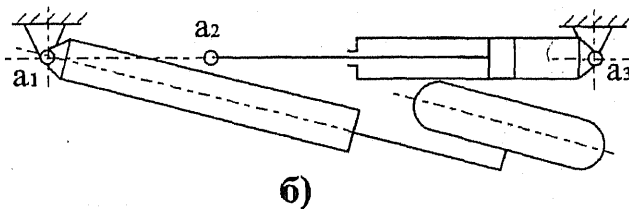
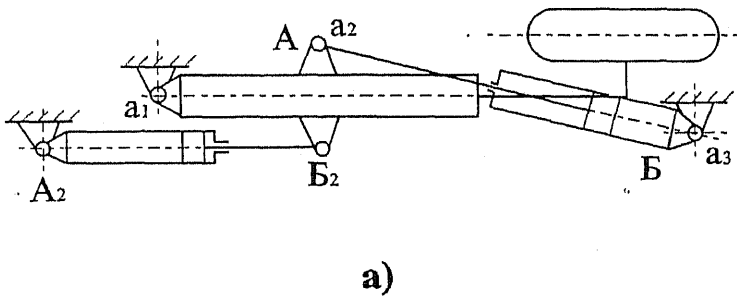


Рис. 6.10.4. Кинематические схемы уборки и выпуска шасси:

а — с двумя механизмами:

a_1, a_2, a_3 — шарниры механизма; А, В и A_2, B_2 — оси подъемников;
б — уборка невозможна

Глава 7. КАРКАСНЫЕ АГРЕГАТЫ

7.1. ФЮЗЕЛЯЖ

7.1.1. ФОРМИРОВАНИЕ КСС ФЮЗЕЛЯЖА

В процессе разработки объемной и весовой компоновки вертолета определяются конфигурации фюзеляжа и его геометрические параметры, координаты, величина и характер нагрузок, которые должны восприниматься силовыми элементами. Выбор КСС фюзеляжа является начальным этапом конструирования. Прорабатывается такая силовая схема, которая наиболее полно выполняет предъявляемые заказчиком требования.

Основные требования к КСС фюзеляжа:

- надежность конструкции в период эксплуатации вертолета;
- обеспечение заданного уровня комфорта в кабинах экипажа и пассажиров;
- высокая эксплуатационная эффективность;
- обеспечение безопасного для экипажа и пассажиров объема внутри фюзеляжа и возможность его покидания при аварийной посадке вертолета.

Эксплуатационные требования, схема и назначение вертолета также существенно влияют на выбор КСС фюзеляжа. Эти требования следующие:

- максимальное использование внутренних объемов фюзеляжа;
- обеспечение требуемого для экипажа вертолета обзора;
- обеспечение доступа для осмотра и обслуживания всех агрегатов, расположенных в фюзеляже;
- удобное размещение оборудования и грузов;
- удобство погрузки, разгрузки, фиксации груза в кабине;
- легкость ремонта;
- звукоизоляция, вентиляция и отопление помещения для пассажиров и экипажа;
- возможность замены стекол кабины в условиях эксплуатации;
- возможность переоборудования пассажирских кабин путем изменения компоновки помещения, типа кресел и шага их установки.

Для аварийного покидания вертолета пассажирами и экипажем на вертолете предусматриваются аварийные выходы. Двери для пассажиров и экипажа, а также эксплуатационные люки включаются

в число аварийных выходов, если их размеры и расположение отвечают соответствующим требованиям. Аварийные выходы в кабине экипажа располагаются по одному с каждой стороны фюзеляжа либо вместо этого предусматривается один верхний люк и один аварийный выход на любой его стороне. Их размеры и расположение должны обеспечивать быстрое покидание вертолета экипажем. Подобные выходы можно не предусматривать, если экипаж вертолета может воспользоваться аварийными выходами для пассажиров, расположенными вблизи кабины экипажа. Аварийные выходы для пассажиров должны быть прямоугольной формы с радиусом закругления углов не больше 0,1 м.

Размеры аварийных выходов для экипажа должны быть не менее:

— 480 × 510 мм — для бортовых выходов;

— 500 × 510 мм — для верхнего люка прямоугольной формы или диаметром 640 мм — для круглого люка.

Каждый основной и аварийный выходы должны удовлетворять следующим требованиям:

— иметь подвижную дверь или съемный люк, обеспечивающий свободный выход пассажиров и экипажа;

— легко открываться как изнутри, так и снаружи с помощью не более двух ручек;

— иметь средства для запираания снаружи и изнутри, а также предохранительное устройство, исключающее открытие двери или люка в полете в результате случайных действий. Запирающие устройства делают самоконтрящимися, без съемных ручек и ключей. На вертолете снаружи обозначаются места для вырубаания обшивки в случае заклинивания дверей и люков при аварийной посадке вертолета.

Объемы, требуемые для размещения пассажиров и транспортируемого груза, являются определяющими при конструировании пассажирской и грузовой кабины фюзеляжа. Внешний вид фюзеляжа и его КСС зависят от назначения вертолета и его аэродинамической схемы:

— вертолет-амфибия должен иметь специальную форму нижней части фюзеляжа, отвечающую требованиям гидродинамики (минимальные нагрузки на вертолет при посадке на воду; минимальную потребную тягу НВ при взлете; отсутствие брызгообразования в зоне обзора летчика и воздухозаборников двигателей; соответствие требованиям устойчивости и плавучести);

— фюзеляж вертолета-крана представляет собой силовую балку, к которой крепится кабина экипажа, а груз транспортируется на внешней подвеске или в контейнерах, соединенных со стыковыми узлами нижней центральной части фюзеляжа;

— в наиболее распространенной одновинтовой схеме вертолета необходимо иметь силовую консольную балку для крепления РВ.

Выбор рациональной КСС фюзеляжа осуществляется прежде всего на основании данных весовой статистики, параметрических зависимостей и обобщенных сведений о силовых схемах предшествующих конструкций.

По результатам принятых решений формируются предложения, на основании которых происходит окончательный выбор КСС фюзеляжа. В большинстве случаев, исходя из предъявляемых требований и условий эксплуатации, уже заранее известно, какой тип конструкции применим в том или другом случае, поэтому задача может быть сведена к поиску лучшего варианта в рамках заданного конструктивного типа.

В каркасных конструкциях применяются уже проверенные длительной практикой КСС — это конструкции типа подкрепленных оболочек (балочная схема), ферменные конструкции и их комбинации (рис. 7.1.1).

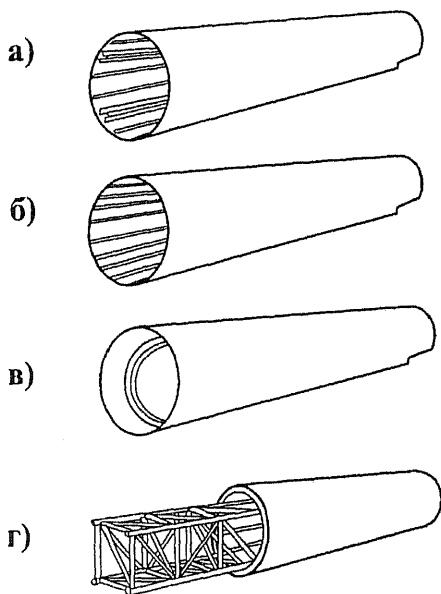


Рис. 7.1.1.
КСС каркаса фюзеляжа:
а — стрингерно-лонжеронная;
б — стрингерная;
в — монокок;
г — смешанная
ферменно-балочная

Наиболее распространена балочная схема фюзеляжа. Основная причина развития балочных фюзеляжей — стремление конструктора создать прочную и жесткую конструкцию, в которой материал, оптимально распределенный по заданному периметру сечения, рационально применяется при различных нагрузках. В балочной конструкции максимально используется внутренний объем фюзеляжа, обеспечиваются все требования аэродинамики и технологии. Вырезы в обшивке требуют местного усилия, что увеличивает массу фюзеляжа.

Балочные фюзеляжи (рис. 7.1.1, а, б, в) подразделяются на два типа — лонжеронные и моноблочные.

Схема фюзеляжа существенно видоизменяется при наличии в конструкции вырезов, особенно на их значительной длине. По мере приближения сечений к торцевой части выреза напряжения в обшивке и стрингерах существенно снижаются, усложняются передача крутящего момента и появляются дополнительные напряжения в продольном наборе. Для сохранения прочности панели стрингеры вдоль границы выреза усиливаются, превращаясь в лонжероны. Обшивка и стрингеры полностью включаются в работу лишь в сечении, расположенном от торцов выреза на расстоянии, равном примерно ширине выреза. КСС фюзеляжа в подобном случае целесообразно принять лонжеронной.

В лонжеронных конструкциях изгибающий момент воспринимается преимущественно продольными элементами — лонжеронами, а обшивка воспринимает местные нагрузки, пререзывающую силу и крутящий момент.

В моноблочной конструкции обшивка совместно с элементами каркаса воспринимает также нормальные усилия от изгибающих моментов.

Комбинацией указанных силовых схем являются стрингерные фюзеляжи с частично работающей обшивкой, которая выполняется в виде тонкостенной оболочки, подкрепленной стрингерами и шпангоутами. Разновидностью моноблочной КСС является монокок.

Монокок из однородного материала (рис. 7.1.1, в). Предполагает наличие лишь двух элементов — обшивки и шпангоутов. Все силы и моменты воспринимает обшивка. Такая схема чаще всего применяется для хвостовых балок малых диаметров — $D \leq 400$ мм (обшивка, согнутая по цилиндру с малым радиусом, имеет высокую устойчивость при сжатии).

Монокот многослойный. Применение трехслойных панелей с тонкими несущими слоями позволяет повысить как местную, так и общую жесткость частей фюзеляжа с регулярной (без вырезов) зоной. Конструктивное выполнение трехслойных (слоистых) панелей весьма разнообразно и зависит от материалов наружного и внутреннего слоя, вида заполнителя, метода соединения обшивок с заполнителем и т.д.

Поверхность фюзеляжа, используемая для перемещения технического персонала при наземном обслуживании соответствующих агрегатов, изготавливают из панелей слоистой конструкции (повышенной жесткости) с утолщенным наружным несущим слоем с фрикционным покрытием. Эти панели должны быть включены в силовую схему фюзеляжа.

Нагрузку от мягких баков с горючим целесообразно воспринимать панелями слоистой конструкции. Эти панели, обладая большой жесткостью на изгиб, одновременно выполняет роль контейнера бака, и тогда не требуется создавать дополнительную несущую поверхность, опираемую на стрингерный набор нижней части фюзеляжа.

В конструкции планера вертолета КМ успешно внедрены и эксплуатируются уже на нескольких поколениях вертолетов.

Современные стеклопластики выдерживают конкуренцию с традиционными алюминиевыми сплавами по показателям удельной прочности, но существенно, по крайней мере на 30% уступают им по удельной жесткости. Это обстоятельство явилось тормозом на пути расширения объемов применения стеклопластиков в элементах конструкций.

Органопластики — более легкие по сравнению со стеклопластиками материалы по удельной жесткости не уступают алюминиевым сплавам, а по удельной прочности в 3—4 раза их превосходят. Широкое освоение органопластиков позволило поставить принципиально новую задачу — перейти от создания отдельных деталей из КМ для металлических конструкций к созданию самой конструкции из КМ, к их расширенному применению, а в некоторых случаях — к созданию конструкции с преимущественным применением КМ.

КМ применяются как в обшивках трехслойных панелей оперения, крыла, фюзеляжа, так и в деталях каркаса.

Применение органита вместо стеклопластика позволяет снизить массу планера. В сильно нагруженных агрегатах органопластики наиболее эффективно могут применяться в сочетании с другими более жесткими материалами, например, углепластиками.

На рис. 7.1.2 приведена конструктивно-технологическая схема фюзеляжа экспериментального вертолета *Боинг-360*, все силовые элементы которого выполнены из панелей слоистой конструкции с использованием композиционного материала.

Применение тонких обшивок, хорошо подкрепляемых сотовым наполнителем (имеющим небольшую плотность), делает слоистые конструкции резервом снижения массы фюзеляжа. Высокая удельная прочность и стойкость к вибрационным и акустическим нагрузкам определяют рост применения подобных конструкций в качестве силовых элементов фюзеляжа.

Потенциальные достоинства трехслойных конструкций могут быть реализованы только в том случае, если производство организовано на высоком техническом уровне. Вопросы конструирования, прочности и технологии этих конструкций так тесно взаимосвязаны, что конструктор не может не уделить большое внимание технологическим вопросам.

Длительная прочность клеевых соединений и герметичность сотовых агрегатов (от попадания влаги) — это главное, что должно быть обеспечено конструктивно-технологической разработкой.

К технологическим задачам относятся:

- выбор марки клея, обеспечивающего необходимую прочность при приемлемом привесе;
- возможность контроля технологических режимов на всех стадиях изготовления агрегатов;
- обеспечение заданной степени совпадения контуров сопрягаемых деталей (главным образом сотового блока и каркаса);
- применение надежных методов контроля с замером прочности склейки;
- выбор способа дополнительной герметизации;
- введение сот без перфорации.

Ферменный фюзеляж. В фюзеляже ферменной схемы (рис. 7.1.3) силовыми элементами являются лонжероны (пояса фермы), стойки и раскосы в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Обшивка воспринимает внешние аэродинамические нагрузки и передает их на ферму. Ферма воспринимает все виды нагрузки: изгибающие и крутящие моменты и перерезывающие силы. В связи с тем, что обшивка не включается в силовую схему фюзеляжа, вырезы в ней не требуют значительных усиления. Наличие стержней в ферменной конструкции затрудняет использование внутреннего объема фюзеляжа, размещение агрегатов и оборудования, их монтаж и

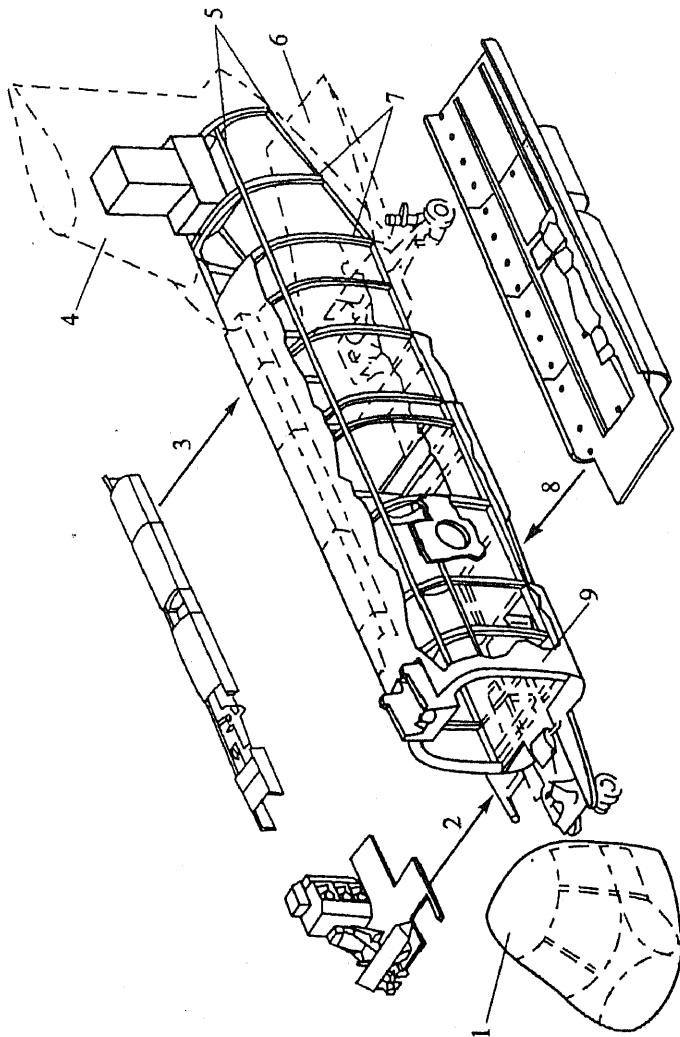


Рис. 7.1.2. КСС фюзеляжа экспериментального вертолета Боинг-360:
 1 — носовая часть фюзеляжа; 2 — платформа крепления передней стойки шасси и кабины экипажа;
 3 — обтекатель вала синхронизации; 4 — моторный отсек; 5 — лонжероны; 6 — трап (рампа);
 7 — шпангоуты; 8 — нижняя панель фюзеляжа; 9 — панели трехслойные

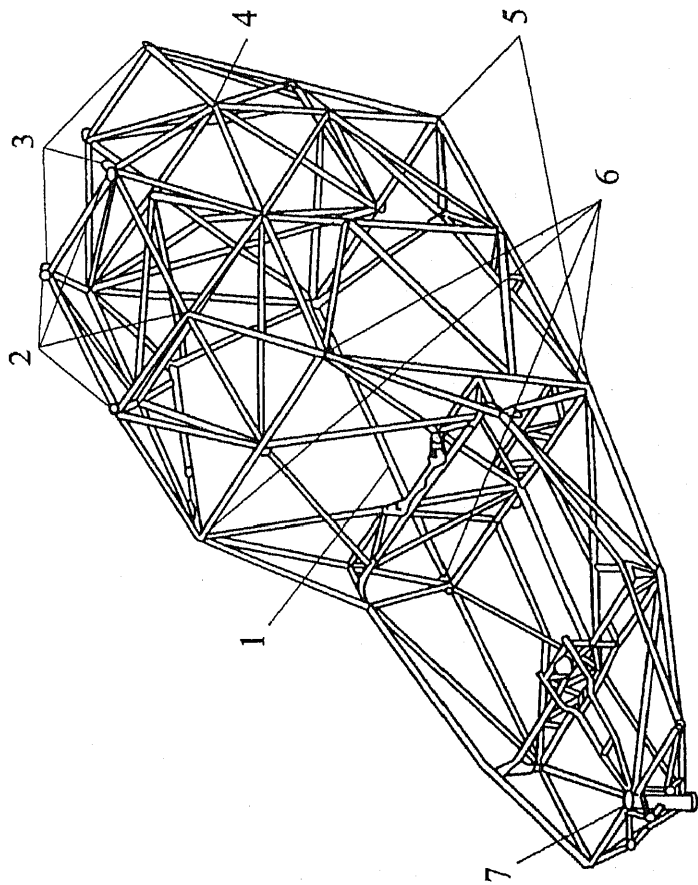


Рис. 7.1.3. КСС ферменной центральной части фюзеляжа вертолета Ми-1:
 1 — стержень фермы; 2 — узлы крепления редукторной рамы;
 3 — узлы крепления хвостовой балки; 4 — узел крепления амортизационной стойки;
 5 — опоры для установки на домкраты; 6 — узлы крепления каркаса кабины;
 7 — стаканы крепления передней ноги шасси

демонтаж. Устранение резонансных колебаний многочисленных стержней — задача сложная. Ферменная конструкция затрудняет выполнение аэродинамических требований к форме фюзеляжа и жесткости обшивки. В этой конструкции трудно применить прогрессивную технологию сварки узлов со сложной конфигурацией сварного шва. Термообработка фермы больших размеров после сварки связана с определенными проблемами. Перечисленные основные недостатки ферменной конструкции являются причиной их ограниченного применения в вертолестостроении.

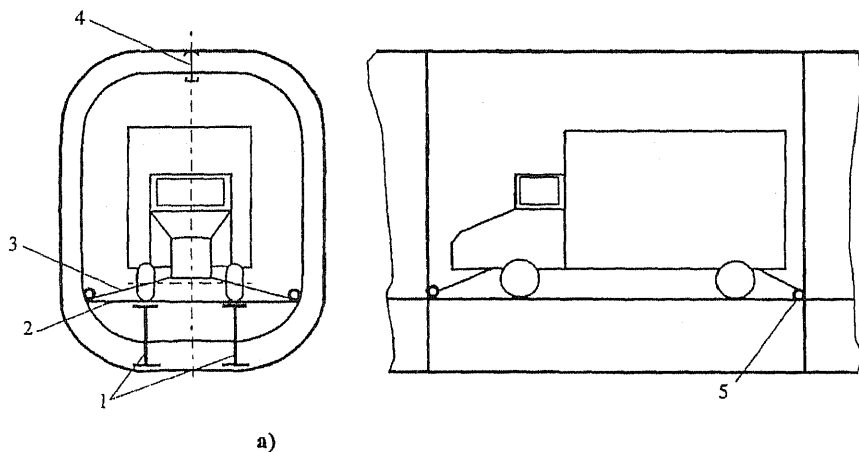
КСС пола кабины определяется назначением вертолета. В транспортном вертолете для перевозки колесного транспорта грузовой пол необходимо подкреплять продольными балками, размещенными таким образом, чтобы нагрузки от колес воспринимались непосредственно данными силовыми элементами (рис. 7.1.4). Для фиксации колесного транспорта в полу устанавливают узлы для крепления расчалочных тросов в месте пересечения продольного (стрингера) и поперечного (шпангоута) элементов каркаса. Для погрузки и разгрузки контейнеров используются монорельсы, установленные на потолке кабины. Груз на тросах крепится к тележке, укрепленной к монорельсу, и перемещается по нему до заданного места в кабине. Монорельсы целесообразно включать в силовую схему фюзеляжа. В грузовой кабине также устанавливаются швартовочные узлы с требуемым интервалом под соответствующие грузы.

Для удобства погрузки и разгрузки габаритных грузов следует механизировать грузовой трап (рампу) так, чтобы он мог останавливаться и стопориться в любом положении, а также чтобы обеспечивалась возможность транспортировки грузов на открытом заднем трапе (рис. 7.1.4, б).

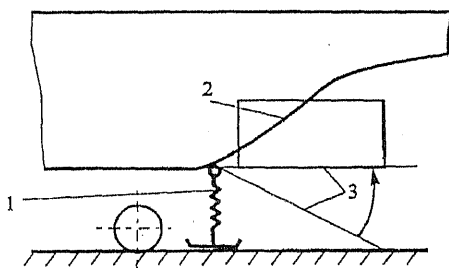
Силовые элементы фюзеляжа в основном изготавливаются из алюминиевых сплавов. В местах, подвергающихся нагреву, применяется титан и нержавеющая сталь. Обтекатели силовой установки и хвостовой трансмиссии (расположенные сверху хвостовой балки) рационально выполнять из стеклопластика, усиленного армированными ребрами жесткости.

При формировании КСС каркасного агрегата необходимо учитывать следующие основные положения:

— расстояние между силовыми поперечными элементами и размещение их на агрегате определяется местом приложения сосредоточенных сил, нормальных к оси агрегата (рис. 7.1.5);



а)



б)

Рис. 7.1.4. Формирование КСС пола фюзеляжа:

а — размещение силовых элементов пола фюзеляжа для перевозки колесного транспорта:

1 — продольные балки (лонжероны); 2 — панели пола; 3 — швартовочный трос; 4 — монорельс; 5 — швартовочный узел;

б — формирование грузового отсека фюзеляжа с рампой-подъемником:

1 — дополнительная опора фюзеляжа;

2 — окантовка грузового отсека; 3 — рампа

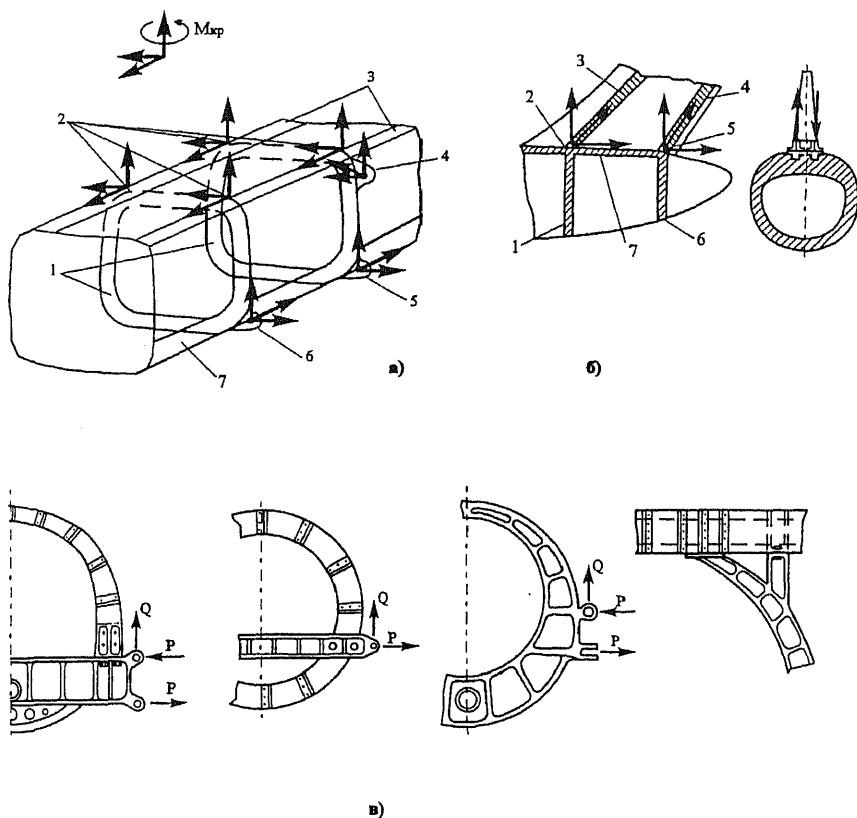


Рис. 7.1.5. Формирование конструктивно-силовых элементов фюзеляжа в зоне восприятия сосредоточенных сил:

а — центральная часть фюзеляжа, воспринимающая нагрузки от НВ и главного шасси;

1 — силовые шпангоуты; 2 — узлы крепления ГР;

3 — усиленные продольные элементы (лонжероны);

4, 5, 6 — узлы крепления стоек шасси; 7 — усиленный стрингер;

б — крепление киля к хвостовой балке фюзеляжа:

1, 6 — усиленные шпангоуты; 2, 5 — узлы крепления киля;

3, 4 — лонжероны; 7 — усиленный стрингер;

в — силовые шпангоуты;

P , Q — нагрузки в стыке с лонжероном крыла

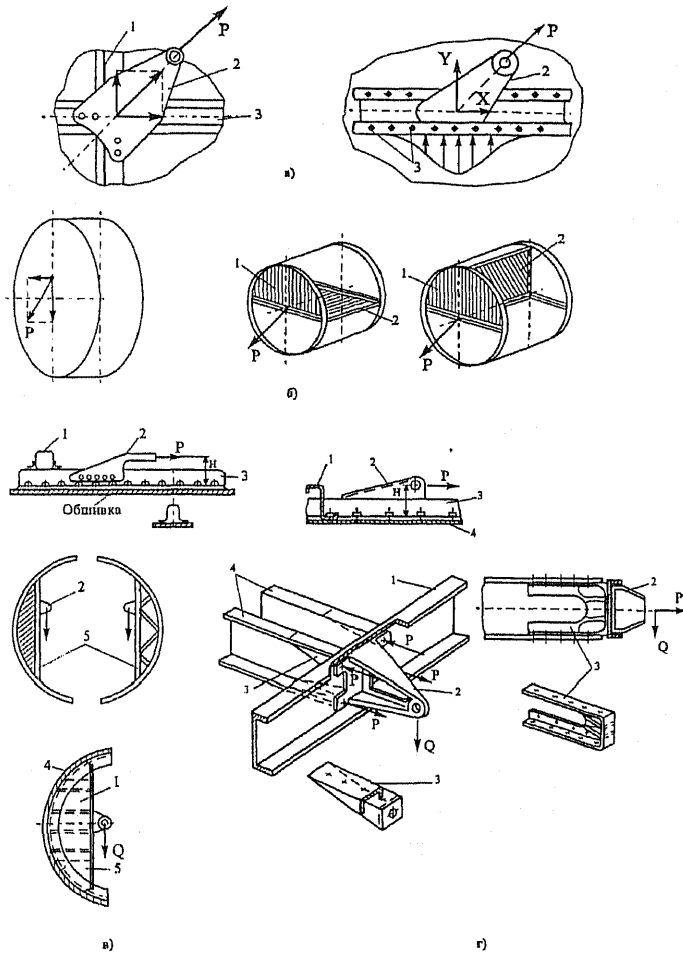


Рис. 7.1.6. КСС узлов, воспринимающих сосредоточенные силы:

а — сила приложена под углом к поверхности фюзеляжа:
 1 — пояс шпангоута; 2 — кронштейн; 3 — стрингер;

б — сила приложена под углом к поперечной плоскости фюзеляжа:
 1 — вертикальная стенка; 2 — продольная стенка;

в — сила приложена вблизи силовых элементов фюзеляжа:
 1 — пояс шпангоута; 2 — кронштейн; 3 — пояс стрингера;
 4 — обшивка; 5 — вертикальная стенка;

г — силовая компоновка стыкового узла:
 1 — продольная балка; 2 — кронштейн; 3 — фитинг; 4 — поперечные пояса;

Р, Q — нагрузки на кронштейн и элементы каркаса

— все сосредоточенные силы, приложенные к элементам каркаса, должны быть переданы и распределены на обшивку, через которую они обычно и уравниваются другими силами (рис. 7.1.6);

— сосредоточенные силы должны восприниматься элементами каркаса, направленными параллельно силе, — через стрингеры и лонжероны, а силы, действующие поперек данных агрегатов, — соответственно шпангоутами или нервюрами (рис. 7.1.5, а,б);

— сосредоточенные силы, направленные под углом к оси агрегата, должны передаваться на обшивку через продольные и поперечные силовые элементы. Вектор силы должен проходить через точку пересечения осей жесткости данных элементов (рис. 7.1.6, а);

— вырезы в каркасном агрегате должны иметь по своему периметру компенсаторы в виде усиленных поясов продольных и поперечных элементов. Наибольшая площадь сечения компенсаторов должна быть на границе выреза с постепенным уменьшением их сечения в области регулярной зоны агрегата (рис. 7.1.7);

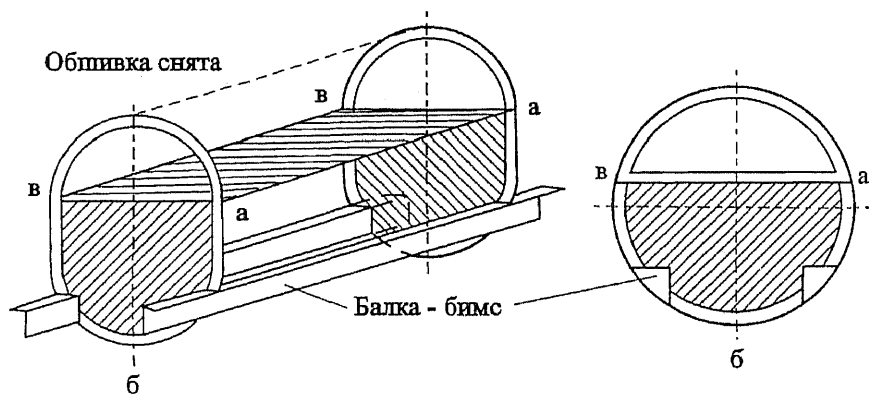


Рис. 7.1.7. Силовая схема усиления фюзеляжа в зоне больших вырезов; ава, авб — горизонтальная и вертикальная силовые пояса каркаса

— разъемные соединения в каркасных агрегатах существенно повышают массу и стоимость конструкции.

Наличие вырезов в силовой конструкции фюзеляжа, резкие переходы от одной конфигурации к другой и зоны приложения больших сосредоточенных сил (т. н. «нерегулярные зоны») оказывают существенное влияние на распределение и характер силового потока напряжений, который подобен полю скорости жидкости в области местных сопротивлений.

Концентрация напряжений в элементах конструкции фюзеляжа, амплитуда и частота переменных напряжений являются определяющими параметрами при решении очень важной проблемы создания высокоресурсного фюзеляжа.

Решать задачу, связанную с конструированием фюзеляжа, можно следующими способами:

- разрабатывать КСС с учетом анализа характера и места приложения внешних сил и эксплуатационных требований, определяющих всякого рода вырезы (их размеры, места расположения на фюзеляже);

- применять тонкую (безмоментную) обшивку, которая может терять устойчивость при кратковременных больших нагрузках без остаточной деформации;

- на основе достаточного опыта производства и эксплуатации широко внедрять в практику конструирования каркасных агрегатов элементы, выполненных из КМ.

Окончательное формирование КСС фюзеляжа минимальной массы с заданным ресурсом осуществляется на основании анализа результатов экспериментальных исследований натурального каркаса на расчетные случаи нагружения силовых элементов с полной имитацией прикладываемых к фюзеляжу сил и моментов.

7.1.2. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ФЮЗеляЖА БАЛОЧНОГО ТИПА

В общем случае балочная силовая схема фюзеляжа включает в себя обшивку, продольные и поперечные элементы.

Обшивка создает обтекаемую форму и защищает внутренний объем фюзеляжа от влияния внешней среды. Восприимая местные аэродинамические нагрузки, обшивка передает их на подкрепляющие стрингеры и шпангоуты в виде нормальных сил.

Важнейшая функция обшивки — передача крутящего момента и перерезывающей силы, от действия которых в обшивке возникают касательные напряжения.

Обшивка воспринимает часть общего изгиба, при этом в ней возникают нормальные напряжения. Доля изгибающего момента, приходящаяся на обшивку, зависит от соотношения ее толщины и площади сечения продольного набора. С увеличением толщины обшивки отношение ее критических напряжений к напряжениям в стрингере повышается. Следовательно, доля изгибающего момента и осевой силы, воспринимаемой обшивкой, возрастает. К какому разряду будет отнесена обшивка — зависит от ее относительного

размера $\frac{b}{\delta}$ (где b — ширина; δ — толщина). Обшивка, теряющая устойчивость при напряжениях, меньших предела пропорциональности, называется *тонкой*, а теряющая устойчивость при напряжениях больших или равных пределу пропорциональности — *толстой*. Тонкая обшивка после потери устойчивости продолжает работать.

Подкрепляющие профили продольного (с шагом b) и поперечного (с шагом a) набора образуют для частей обшивки опорный контур в виде клетки (рис. 7.1.8).

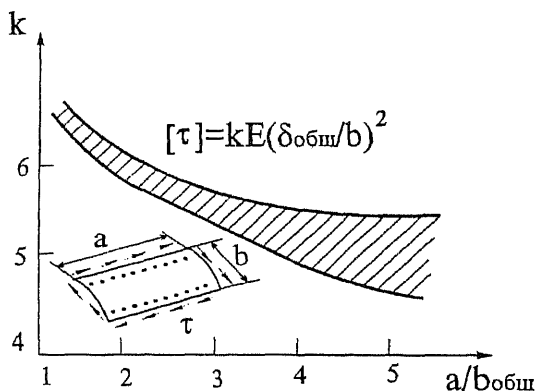


Рис. 7.1.8.
Допускаемые касательные напряжения в панелях:
 a, b — длина, ширина панели;
 τ — поток касательных напряжений

В авиационных конструкциях фюзеляжа одним из распространенных элементов является конструктивно-анизотропная панель, нагруженная комбинацией сил. При нагружении панели реализуется сложное напряженное состояние: сжатие в двух направлениях и сдвиг; сжатие в одном направлении, растяжение в другом и сдвиг.

С ростом внешней нагрузки, действующей на агрегат, компоненты напряжений σ_x, σ_z, τ в панелях достигают своих критических значений, при которых реализуются следующие формы потери устойчивости:

— *общая*, при которой происходит выпучивание клетки панели, расположенной между соседними лонжеронами и нервюрами; при этом искривляются ребра панели (выпучивание может происходить по одной или нескольким полуволнам);

— *местная*, при которой происходит выпучивание обшивки между подкрепляющими ребрами и стенкой (либо полки ребер); при этом линии пересечения стенок ребер и обшивки остаются прямыми;

— *изгибно-крутильная*, когда происходит выпучивание панели по одной или нескольким полуволнам и закручивание подкрепляющих ребер относительно оси, лежащей в плоскости панели.

Каждая из перечисленных форм потери устойчивости происходит при своей критической нагрузке, зависящей от размеров панели, условий опирания ее краев и механических характеристик материала элементов панели. От геометрических размеров панели зависит и то, какая из форм потери устойчивости наступит раньше.

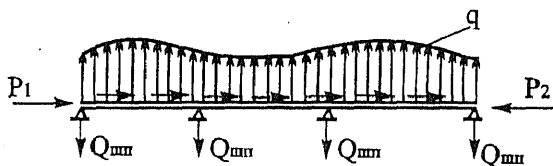
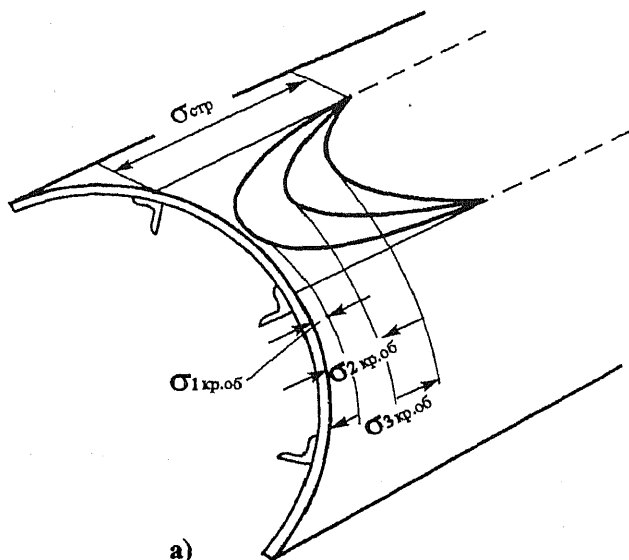
Закрепление обшивки на опорном контуре повышает ее критические напряжения и, что особенно важно, позволяет использовать обшивку даже после потери устойчивости. Профили при этом догружаются от нее дополнительными осевыми и поперечными нагрузками. Осевые нагрузки являются следствием натяжения обшивки между заклепками, а поперечные — результатом отрывающего воздействия обшивки на заклепки.

Местная потеря устойчивости, если она происходит раньше общей, не приводит к непосредственному разрушению панелей. Панель будет продолжать нести нагрузку до тех пор, пока не наступят общая или изгибно-крутильная формы потери устойчивости. Следует учитывать, что местная потеря устойчивости может значительно снизить разрушающую нагрузку.

Лонжероны и стрингеры — продольные элементы, воспринимающие (вместе с обшивкой) изгибающий момент и осевые нагрузки, действующие на агрегат (рис. 7.1.9, а). Кроме осевых усилий, стрингеры через обшивку нагружаются распределенными поперечными усилиями, опорами для них служат поперечные элементы — шпангоуты. Таким образом, стрингер представляет собой многоопорную балку, работающую на продольно-поперечный изгиб (рис. 7.1.9, б). Поперечная нагрузка на стрингеры q зависит не только от местной аэродинамической нагрузки, но и в значительной степени от общей деформации каркасного агрегата при изгибе.

Для обеспечения высокой весовой отдачи при выборе обшивки необходимо найти оптимум между ее толщиной в основном полотне и уровнем напряжений в стыках обшивки, от которого зависит их долговечность.

Толщина обшивки в основном полотне определяется суммарным уровнем напряжений от действующих внешних нагрузок. Этот уровень должен обеспечивать безопасность (живучесть) при частичном повреждении конструкции в пределах заданных критериев.



б)

Рис. 7.1.9. Нагрузки, действующие на продольные элементы и обшивку фюзеляжа:

а — схема распределения нормальных напряжений на участке между продольными элементами:

$\sigma_{\text{стр}}$ — напряжение в поясе стрингера;

$\sigma_{\text{кр.об}}$ — критические напряжения потери общей устойчивости обшивки;

б — нагрузки, действующие на стрингер: P_1 и P_2 — силы сжатия;

$Q_{\text{шп}}$ — усилие на пояс шпангоута; q — распределенная нагрузка

Уровень напряжений в стыках зависит от действующей нагрузки, толщины обшивки и конструктивных особенностей стыков. Выносливость соединений существенно снижается при незначительном увеличении уровня напряжений.

Для уменьшения стыков соединения производят тщательный раскрой обшивки с использованием полуфабрикатов, имеющих максимальные габаритные размеры, или полуфабрикатов, выполненных по спецзаказу.

Высокоресурсные конструкции без дополнительных весовых затрат требуют более эффективных материалов. Такими являются алюминиевые листы из сплава повышенной чистоты Д16ЧТ, имеющие более высокую вязкость разрушения и меньшую скорость роста трещины. Типовые соединения обшивки приведены на рис. 7.1.10.

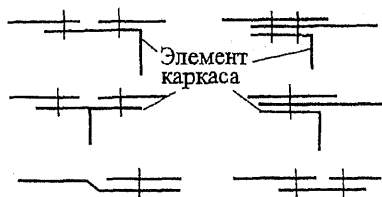
Продольные стыки (рис. 7.1.10, б, д, е) — наиболее нагруженные элементы конструкции и по ресурсу лимитируют прочность облочки. По конструктивному исполнению продольные стыки разделяются на три типа:

- с двумя симметричными накладками;
- с односторонней накладкой;
- внахлест.

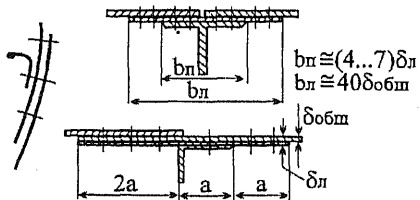
Основное преимущество соединения *первого типа* — отсутствие изгибающего момента при действии продольных нагрузок. Одновременно с этим из-за необходимости соединения обшивки заклепками с двух сторон от оси стыка число рядов крепежа удваивается, что увеличивает трудоемкость и снижает надежность. Верхняя и нижняя накладки увеличивают массу стыка и толщину пакета, что делает невозможным создание при клепке необходимого радиального натяга в соединении. Один из главных недостатков этого соединения — накладки закрывают зону наиболее вероятного очага возникновения трещины (наиболее удаленный от края ряд отверстий под заклепку во внутреннем листе обшивки), делая ее недоступной для осмотра.

Главной особенностью соединения встык с *односторонней накладкой* является потеря преимущества и усугубление недостатков соединения встык с двумя накладками. Сохранившаяся многорядность заклепок в стыке усложняет производство. В дополнение к внешней растягивающей нагрузке стык нагружается изгибающим моментом, значительно снижающим его ресурс. С ростом толщины накладки или стыкуемого листа увеличивается изгибающий момент в соединении.

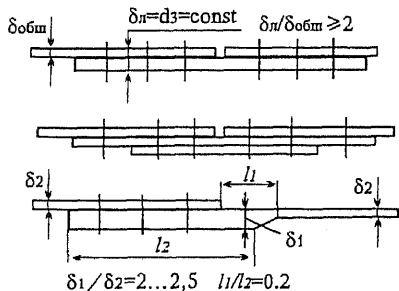
Соединение *внахлест*, имеющее три или четыре ряда заклепок с центральным расположением стрингера и «мягким», свисающим со стрингера в обе стороны началом стыка в виде нахлеста из двух листов, выполняется без стыкующих накладок. Соединение технологично, доступно для осмотра и имеет минимальное число



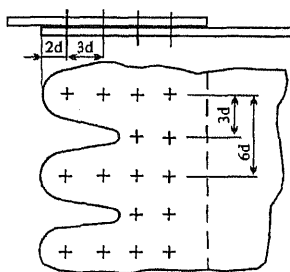
а)



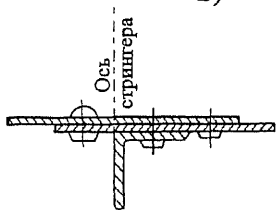
б)



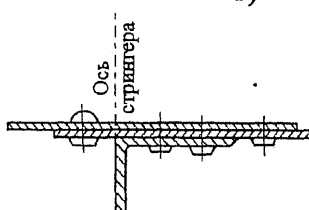
в)



г)



д)



е)

Рис. 7.1.10. Примеры соединений обшивки с элементами каркаса:
 а, в, г — поперечные стыки; б, д, е — продольные стыки;
 $b_{п}$ — ширина пояса профиля; $b_{л}$ — ширина накладки;
 $\delta_{обш}$ — толщина обшивки; $\delta_{л}$ — толщина стыкуемого пояса;
 d — диаметр заклепки

заклепок. Изгибающий момент — не более величины момента для соединения встык с односторонней накладкой. При оптимальном использовании технологических возможностей это соединение может обеспечить заданный ресурс.

Поперечные стыки (рис. 7.1.10, *а, б, в*) определяют условия серийного производства, необходимые для технологического членения фюзеляжа, а ограниченная длина полуфабрикатов обшивки определяет конструктивные стыки фюзеляжных панелей.

Идеальным конструктивным решением является такое членение обшивки и каркаса на панели, при котором в высоконагруженных зонах стыки отсутствуют.

Выбор конструкции поперечных стыков обшивки ограничен условиями аэродинамики. В этих стыках не допускается установка накладок, выступающих в поток, поэтому накладки выполняются на внутренней подкладочной ленте или на подсечке панели. Стык может совпадать с осью шпангоута или располагаться между шпангоутами. Желательно, чтобы стык обшивки осуществлялся в плоскости шпангоута.

Выбор оптимального продольного набора делается (ввиду сложности общей задачи) при сохранении постоянной геометрии обложки и типовых шпангоутов.

Площадь стрингера F_c определяется для заданных расчетных значений нормальной критической силы $P_{кр}$ для двух случаев:

общая потеря устойчивости обложки (устойчивость при смещениях, ведущая к изменению формы шпангоутов);

потеря устойчивости стрингерной панели между шпангоутами.

По условиям общей устойчивости для случая комбинированного нагружения зетовый и корытообразный профили близки по характеристикам и значительно лучше угольника. По конструктивно-технологическим параметрам, значительно влияющим на весовую отдачу (удобство клепки, подсечки и т. п.), зетообразный профиль предпочтительнее корытообразного.

По условиям местной потери устойчивости корытообразный профиль за счет двух поддерживающих вертикальных полок имеет значительно большую несущую способность. При средних величинах касательных потоков (погонные нагрузки сдвига) $q = 20-25$ МПа характеристики устойчивости зетообразного и корытообразного профилей выравниваются.

Шпангоуты. Поперечные элементы (шпангоуты у фюзеляжа, нервюры у крыла и оперения) в зависимости от степени участия в работе силового каркаса делятся на нормальные, силовые и стыковые.

Нормальные шпангоуты служат для обеспечения формы поперечного сечения агрегата и восприятия нагрузок от стрингеров и обшивки. Они являются их опорами и воспринимают местную аэро-

динамическую нагрузку. Для фюзеляжа больших удлинений ($\lambda_{\phi} > 7$) расчетными нагрузками на нормальные шпангоуты являются усилия, возникающие вследствие их деформации от изгиба.

Нормальные шпангоуты выполняются в виде тонкостенных рам. На рис. 7.1.11 приведены типовые сечения несилового шпангоута и соединения стрингеров со шпангоутами.

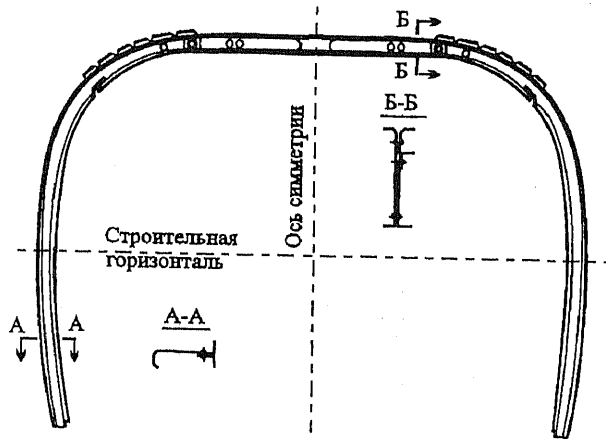
Общая потеря устойчивости монокока или полумонокока характеризуется значительным искажением формы их сечения. Например, круглое сечение превращается в эллиптическое или в многогранник, часто неправильный, образованный комбинацией прямых и кривых линий. Изгиб длинных и относительно нежестких фюзеляжей, например, хвостовой балки, может сопровождаться общей потерей устойчивости. Сжатая сторона, входя внутрь контура, одновременно распрямляется под действием радиальных сил P_z так, что в месте разрушения сечение принимает форму сегмента.

Наиболее употребительные соотношения размеров современных фюзеляжей таковы, что проверка на общую неустойчивость, как правило, не требуется.

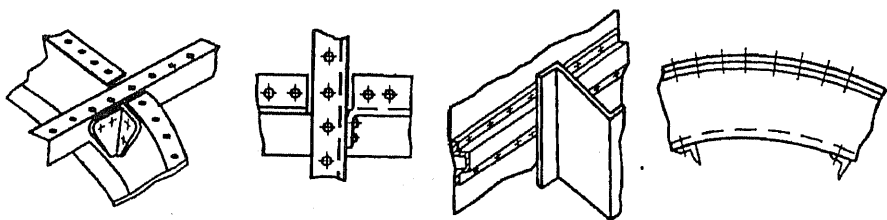
Общая неустойчивость при кручении, при сжатии и т. п. обычно не является опасной для современных фюзеляжей, имеющих небольшое удлинение.

Силовые шпангоуты воспринимают большие сосредоточенные нагрузки от прикрепленных к ним частей вертолета, грузов и агрегатов. Сосредоточенные силы могут проходить в плоскости продольного элемента или могут быть приложены под углом к данной плоскости. В последнем случае в конструкции предусматриваются продольные элементы. Можно приближенно считать, что шпангоут не работает от сил, нормальных к его плоскости. Прочность отдельных сечений этого элемента, как правило, определяется лишь изгибом. Силовые шпангоуты выполняются либо в виде замкнутой рамы из штампованных поясов, либо в виде рамы, частично или полностью зашитой листом. Для повышения критических напряжений стенку рамы обычно подкрепляют стойками или ребрами жесткости, что необходимо в местах приложения к шпангоуту сосредоточенных сил. В этом случае ребра трансформируют сосредоточенную силу в распределенную по стенке шпангоута, улучшая условия его работы.

Стыковые шпангоуты являются разновидностью силовых поперечных элементов. С их помощью осуществляется разъемное соединение фюзеляжа с хвостовой балкой. Эти элементы передают нагрузку, воспринимаемую продольным набором и обшивкой, от

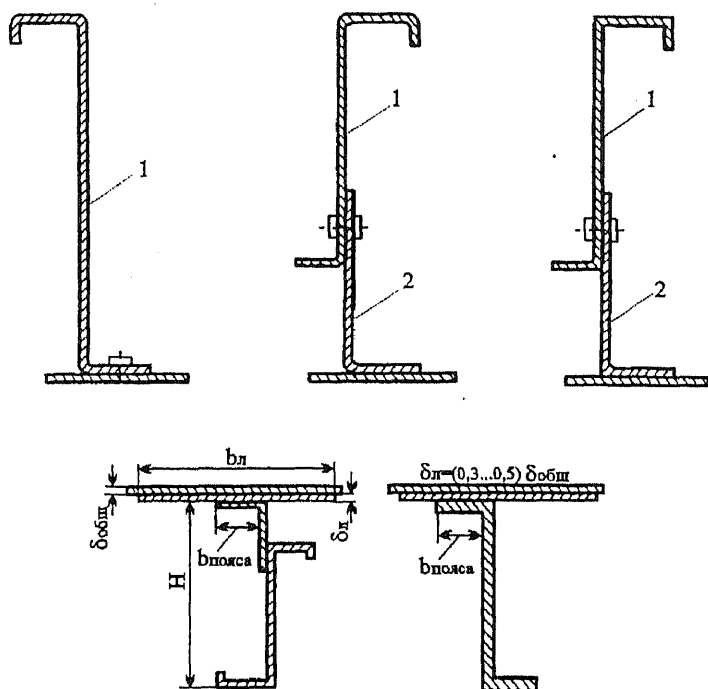


а)



б)

Рис. 7.1.11 (начало)



в)

Рис. 7.1.11. Примеры формирования элементов нормального шпангоута:
 а — пояс шпангоута; б — сечение шпангоута;
 в — соединение продольных элементов с поясами шпангоута:
 1 — пояс шпангоута; 2 — компенсатор

одного отсека к другому. Основная нагрузка, действующая на стыковой шпангоут, нормальна к его плоскости. Стыковой элемент работает как кольцевая балка на упругом основании. Геометрические и массовые характеристики стыковых элементов определяются требованиями жесткости. Чтобы повысить ресурс разъемного стыка частей каркасного агрегата, необходимо так размещать болты, чтобы исключалась концентрация напряжения в поясе стыковочного элемента. С этой целью стыковочные болты необходимо размещать по оси жесткости стыкуемых продольных элементов. Для повышения жесткости стыковочного элемента в месте размещения болто-

вых соединений необходимо устанавливать фитинги. Величина предварительной затяжки стыковочных болтов выбирается из условия нераскрытия стыка под действием расчетных нагрузок. Для исключения концентрации напряжений в болтовом соединении из-за перекаса оси болта необходимо обеспечить параллельность опорных поверхностей болтов и контактных поверхностей поясов стыкуемых шпангоутов. При достаточной жесткости поясов стыковочных элементов целесообразно крутящий момент передавать с одной стыкуемой части агрегата на другую за счет момента трения по их торцам. Момент трения в соединении определяется величиной затяжки стыковочных болтов и площадью стыка с учетом его упругости. В этом случае стыковочные болты можно устанавливать в отверстия пакета с зазором. Такое решение существенно снижает затраты на обеспечение взаимозаменяемости стыкуемых частей.

Кроме рассмотренных элементов каркасных агрегатов, их конструкция имеет целый ряд местных усилений, компенсирующих вырезы обшивки и каркаса или усиливающих эти элементы в районе приложения сосредоточенных сил к агрегатам. Они могут быть частью конструкции фюзеляжа (например, пол в кабинах, противопожарные перегородки, грузовые трапы, двери, всевозможные крышки люков и т. д.). Работа этих элементов конструкции имеет свою специфику, но принципиально не отличается от работы рассмотренных элементов каркаса.

7.1.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ ВИБРАЦИЙ В КАБИНЕ ФЮЗЕЛЯЖА

Главным источником вибраций фюзеляжа являются переменные силы, действующие на него со стороны колеблющихся лопастей винтов. Основное внимание в борьбе с вибрациями уделяется снижению переменных сил от НВ.

Устранение или ослабление вибраций необходимо в целях:

- обеспечения комфорта экипажа и пассажиров;
- уменьшения усталостных нагрузок на конструкцию;
- предохранения от повреждений сверхчувствительного электронного оборудования, размещенного на вертолете.

Целесообразно уменьшать источники вибрации, выбирая соответствующим образом параметры лопасти, втулки вала НВ и системы управления лопастями НВ. Применение втулок нового типа, в частности, со сферическим эластомерным подшипником, позволяет уменьшить амплитуду вертикальных вибраций. Возможно сни-

жение вибраций и за счет подбора параметров вала НВ и его материала (например, применение консольного вала из КМ без промежуточной подшипниковой опоры на заднем НВ экспериментального вертолета Боинг-360 (см. рис. 4.3.6,б)). Для определенного класса вертолетов ГР устанавливают на промежуточную платформу с виброгасителями или применяют упругие втулки (виброизоляция) в узлах крепления к фюзеляжу.

Таким образом, необходимо стремиться максимально уменьшить вибрации, передаваемые на узлы крепления фюзеляжа.

Кинематическая схема классического АП осуществляет управление лопастями только по 1-й гармонике. Перспективной является разработка системы управления аэродинамическими силами на лопастях по полигармоническому закону. При реализации подобной кинематической связи управления возможно существенное снижение вибраций лопастей НВ.

Точную оценку вибраций вертолета получить трудно. Кроме того, вибрация отдельной части конструкции определяется реакцией всей конструкции на воздействие возбуждающих сил.

Фюзеляж имеет очень сложную конструкцию с распределенными массами и жесткостями. Приблизительно его можно представить свободной балкой, в определенных точках которой приложены периодические нагрузки. Наиболее важными являются вертикальная и боковая силы НВ и силы от РВ в направлении его оси.

В идеале фюзеляж должен быть сконструирован так, чтобы в местах, где возможно повреждение оборудования или ощущение дискомфорта пассажирами и экипажем, не возникала чрезмерная вибрация. На практике идеальные условия нарушаются, с одной стороны, из-за недостаточной точности расчетов, а с другой, вследствие изменения реакции конструкции при различных условиях полета. По этой причине вибрации в точке, допустимые при одной скорости, могут оказаться недопустимыми при другой.

В большинстве случаев необходимые частоты и формы собственных колебаний вертолета возможно получить только подбором соответствующих характеристик жесткости его силовых элементов.

Изменение координат масс агрегатов обычно трудноосуществимо по компоновочным соображениям, поскольку затрагивает взаимное расположение основных агрегатов вертолета (НВ, двигателей, редукторов и др.). При создании конструкции с высокими частотами должна быть обеспечена высокая жесткость всей силовой цепи между агрегатами, на которые замыкаются инерционные си-

лы, возникающие при колебаниях по какой-либо форме. Для достижения минимальной массы конструкции жесткость должна быть распределена по возможности равномерно вдоль всей силовой цепи.

Увеличивать жесткость силового шпангоута при заданной схеме нагружения можно правильным выбором формы его нейтральной оси и распределением материала по сечению.

При конструировании силового элемента фюзеляжа определяется величина его податливости $\delta = \frac{P}{C_0}$ при какой-либо комбинации нагрузок, соответствующей одной из форм его собственных колебаний (P — нагрузка на стыковочный узел; C_0 — жесткость пояса конструкции; δ — смещение узла). Расчетные податливости конструкции должны быть проверены экспериментально на натурном фюзеляже.

В большинстве способов снижения вибраций используются динамические гасители колебаний (ДГК), вызывающие антирезонанс. Принцип действия ДГК состоит в создании равной по величине, но противоположной по направлению силы. Масса под действием двух взаимноуравновешивающих сил неподвижна, когда частота ω_p возбуждающей силы P защищаемой массы будет равна собственной парциальной частоте ω_d ДГК с массой m_d и пружиной с жесткостью C_d . Таким образом, условие антирезонанса определяется выражением

$$\omega_p = \omega_d, \quad \text{где} \quad \omega_d = \sqrt{\frac{C_d}{m_d}}.$$

В этом случае динамическая жесткость ДГК обращается в бесконечность, и у защищаемой массы как бы появляется дополнительная шарнирная опора. Для повышения эффективности ДГК стремятся свести к минимуму демпфирующие силы, возникающие в системе. При конструировании ДГК сначала выбирается величина жесткости C_d (с учетом ее ограничений по каким-либо причинам), а уже затем — масса m_d .

Установка ДГК на втулке или лопастях НВ, в соединении ГР с фюзеляжем с упруго деформируемыми элементами, а также упругое крепление отдельных конструктивных объектов в фюзеляже (сидения, пол кабины и т.п.) прекращает колебания защищаемой массы.

7.1.4. МИНИМИЗАЦИЯ МАССЫ КОНСТРУКЦИИ ФЮЗЕЛЯЖА

Преобразование силовой схемы в конструкцию выполняется в следующем порядке. Строятся эпюры сил и моментов фюзеляжа для расчетных случаев. Фюзеляж разделяется на части — килевая балка, стабилизатор, хвостовая балка, центральная и носовая части, определяемые эксплуатационными и технологическими стыками. Выбирается материал и тип панелей, работающих на сжатие или растяжение. Для сжатых панелей минимизируется их масса за счет варьирования толщины обшивки, расстояния между нормальными шпангоутами и стрингерами. Прочность сжатой панели определяется требованием устойчивости.

Элементы растянутых панелей выбираются в соответствии с требованием ресурса и живучести конструкции.

Определенные расчетом на прочность сечения силовых элементов панелей (с учетом требования равнопрочности) корректируются в соответствии с нормами полуфабрикатов (обшивка, прессованные профили стрингеров, крепежные соединения и т.п.). Осуществляется раскрой обшивки. Для сжатых и растянутых панелей проводится отстройка силовых элементов от резонансных явлений. Выпускаются рабочие чертежи частей фюзеляжа.

Корректируются рабочие чертежи в соответствии с результатами прочностных и ресурсных испытаний фюзеляжа и его частей и накопленной в процессе эксплуатации вертолета информации о слабых элементах конструкции.

7.2. КРЫЛО

7.2.1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КРЫЛУ

В зависимости от назначения крыла формируются требования, которые конструктор должен выполнять при разработке КСС данной несущей поверхности. На их основании выбираются параметры элементов конструкции.

Крыло может быть установлено на вихтовом АВВП для выполнения следующих задач:

— разгрузка НВ с целью повышения скорости горизонтального полета вертолета (одновременно крыло может выполнять роль лафета для подвески спецустановки, крепления стоек шасси и размещения баков с топливом);

— крепление НВ на вертолете поперечной схемы и его разгрузка в горизонтальном полете, крепление стоек шасси и размещение баков с топливом;

— крепление НВ на преобразуемом АВВП поперечной схемы с поворотными винтами и создание подъемной силы в горизонтальном полете.

В зависимости от назначения крыла меняется величина и характер нагрузки на его силовые элементы, а также требования к его конструкции.

С увеличением скорости полета винтового АВВП повышаются требования аэродинамики, устойчивости, управляемости и аэроупругости, которые отражаются на аэродинамической компоновке крыла, степени его механизации и жесткости конструкции.

Аэродинамические требования предусматривают минимальное взаимовлияние НВ и крыла на режиме висения и максимальное аэродинамическое качество на режиме крейсерского полета.

Жесткость крыла на кручение и изгиб должна быть такой, чтобы исключались недопустимые явления статической и динамической аэроупругости.

7.2.2. ФОРМИРОВАНИЕ КСС КРЫЛА

Выбор КСС крыла вертолета существенно зависит от его функционального назначения и характера нагружения.

Для вертолетов поперечной схемы и подобных типов преобразуемых ЛА с поворотными винтами выбор параметров крыла во многом зависит от явления «воздушного» резонанса. Если крыло установлено на вертолете для разгрузки НВ, то основным требованием является обеспечение прочности и ресурса его консолей, нагруженных распределенной переменной аэродинамической нагрузкой. Для устойчивого полета на режиме авторотации разгрузка НВ крылом на крейсерской скорости не должна превышать 15—20%.

Аэродинамические нагрузки на консоли крыла носят динамический характер. По условиям балансировки вертолета и компоновочным соображениям, крыло устанавливают под НВ. В результате в вертикальной плоскости на крыло действуют пульсирующие нагрузки. Их величина и частота определяются удельной нагрузкой на НВ $p_{нв}$, частотой вращения НВ ω , количеством лопастей z , превышением НВ относительно крыла H , геометрией крыла в плане (размах l , сужение η , площадь крыла S). Переменная часть

аэродинамических сил создает усталостные напряжения в элементах конструкции крыла, определяющие его ресурс.

На вертолетах для разгрузки НВ применяются монопланые свободнонесущие крылья без механизации.

Размещение крыла относительно фюзеляжа определяется требованиями аэродинамики, объемной компоновкой фюзеляжа в месте соединения с крылом, КСС главных стоек шасси, эксплуатационными соображениями, требованиями безопасности экипажа при аварийной посадке вертолета.

Выбор КСС крыла определяется целым рядом условий:

— характером нагружения сосредоточенными силами и моментами и местом их приложения;

— удельной нагрузкой на крыло $p_{кр} = \frac{k G_0}{S_{кр}}$ (k — коэффициент разгрузки НВ; G_0 — взлетный вес вертолета, $S_{кр}$ — площадь крыла);

— требованиями жесткости на изгиб и кручение;

— заданным ресурсом;

— компоновкой самого крыла — наличием в обшивке люков для обслуживания расположенных в нем агрегатов оборудования, наличием внутри крыла баков для топлива, внешней подвески грузов на пилонах и т.д.;

— компоновкой фюзеляжа — наличием достаточных объемов для центроплана крыла в фюзеляже.

На начальной стадии конструирования проводится варьирование геометрическими параметрами крыла — удлинением λ , относительной толщиной профиля \bar{c} и сужением η , с целью наилучшего удовлетворения требованиям прочности, жесткости и аэродинамики.

От удлинения λ зависит масса крыла $m_{кр}$ и топлива m_T : с ростом λ растет $m_{кр}$ из-за увеличения изгибающего момента, а m_T будет уменьшаться из-за снижения индуктивного сопротивления крыла. Таким образом, оптимум удлинения приближенно определяется по минимуму суммы массы крыла и топлива. Изменение относительной толщины крыла \bar{c} влияет, главным образом, на его массу и аэродинамическое сопротивление: масса крыла уменьшается в результате увеличения строительной высоты профиля, а профильное сопротивление растет, что повышает расход топлива.

Применительно к вертолету оптимальная область зависимости $\Sigma m_{кр,Т} = f(\lambda, \bar{c}, p_{кр}, V_{кр}, L)$ имеет пологий характер (здесь $m_{кр,Т}$ — масса конструкции крыла и топлива; $V_{кр}$, L — крейсерская ско-

рость и дальность полета вертолета соответственно). Поэтому конструктор выбирает параметры крыла с учетом других соображений (в частности, взаимодействия ГВ и крыла).

Выбор КСС консольного крыла

Крыло представляет собой балку, нагруженную распределенными и сосредоточенными силами. Каркас крыла состоит из продольного и поперечного набора и обшивки. К продольному набору относятся лонжероны, продольные стенки и стрингеры. Поперечный набор состоит из нервюр. Изгибающий момент $M_{изг}$ создает осевые усилия (нормальные напряжения) в продольном наборе и в обшивке. Крутящий момент $M_{кр}$ и поперечная сила Q вызывают касательные напряжения в обшивке и стенках лонжеронов (рис. 7.2.1).

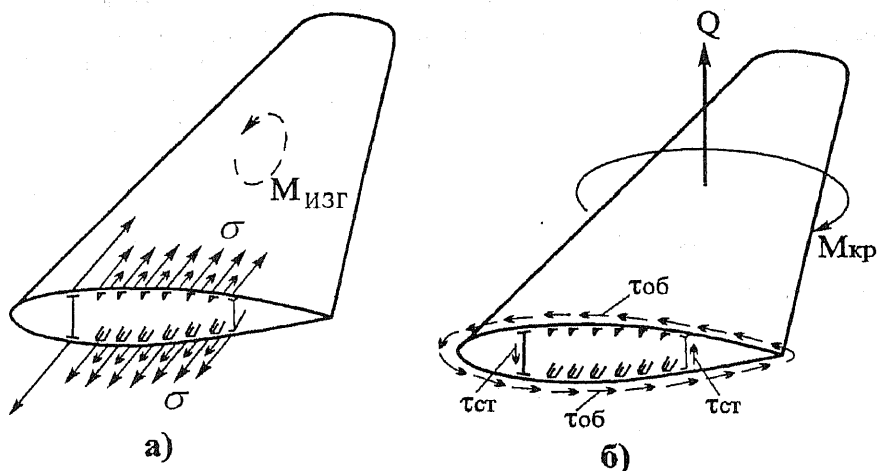


Рис. 7.2.1. Схема нагружения крыла:

а — восприятие изгибающего момента $M_{изг}$ поясами лонжеронов, стрингерами и обшивкой;

б — восприятие поперечной силы Q и крутящего момента $M_{кр}$

Из трех усилий, действующих в поперечных сечениях крыла, выполняющего функцию несущей поверхности, основным является изгибающий момент $M_{изг}$. Масса силовых элементов, воспринимающих этот момент, составляет около половины общей массы крыла.

В зависимости от того, какими силовыми элементами в основном воспринимается изгибающий момент, силовые схемы крыльев делятся на лонжеронные и моноблочные.

Лонжеронное крыло. Силовая схема крыла называется *лонжеронной*, если изгибающий момент в основном воспринимается поясами лонжеронов (рис. 7.2.2). Крыло имеет мощные пояса лонжеронов, сравнительно слабые стрингеры и тонкую обшивку.

Иногда (например, подвеска контейнеров с ракетами) расчетным случаем может быть нагрузка на крыло от реактивной тяги заклиненной ракеты, создающая крутящий момент относительно его центра жесткости. Здесь определяющей будет крутильная жесткость крыла.

В зависимости от числа лонжеронов различают одно-, двух- и многолонжеронные крылья.

В *однолонжеронном крыле* силовыми элементами конструкции являются лонжерон, задняя стенка (иногда называемая вспомогательным лонжероном), обшивка, нервюры и стрингеры. Лонжерон располагается, как правило, по максимальной высоте профиля, т.к. в этом случае при заданном изгибающем моменте требуется наименьшая площадь поясов. Стенка в этих крыльях служит для создания замкнутого контура сечения.

Пояса лонжеронов, работая на сжатие и растяжение, воспринимают изгибающий момент $P = \frac{M_{изг}}{h}$ (где h — строительная высота лонжерона). Стенка лонжерона и задняя стенка воспринимают поперечную силу Q и вместе с обшивкой — крутящий момент $M_{кр}$, работая при этом на сдвиг. Основную нагрузку от изгиба в сжатой зоне несет верхний пояс лонжерона.

Обшивка в сжатой зоне теряет устойчивость, и напряжения в ней локализуются в основном у стрингеров. В результате участие обшивки в восприятии изгибающего момента ограничивается работой в растянутой зоне, где она разгружает нижние пояса лонжеронов. Толщина обшивки и подкрепляющего ее набора определяются из условия работы на сдвиг от кручения.

Двухлонжеронные крылья имеют те же элементы конструкции, что и однолонжеронные. По сравнению с последними они обладают более высокой жесткостью на кручение. Ориентировочно передний лонжерон располагается на 15—25% хорды, а задний — на 60—70%. Как правило, более высокий лонжерон имеет и более мощные пояса. На кручение работает контур, образованный обшивкой и стенками переднего и заднего лонжеронов.

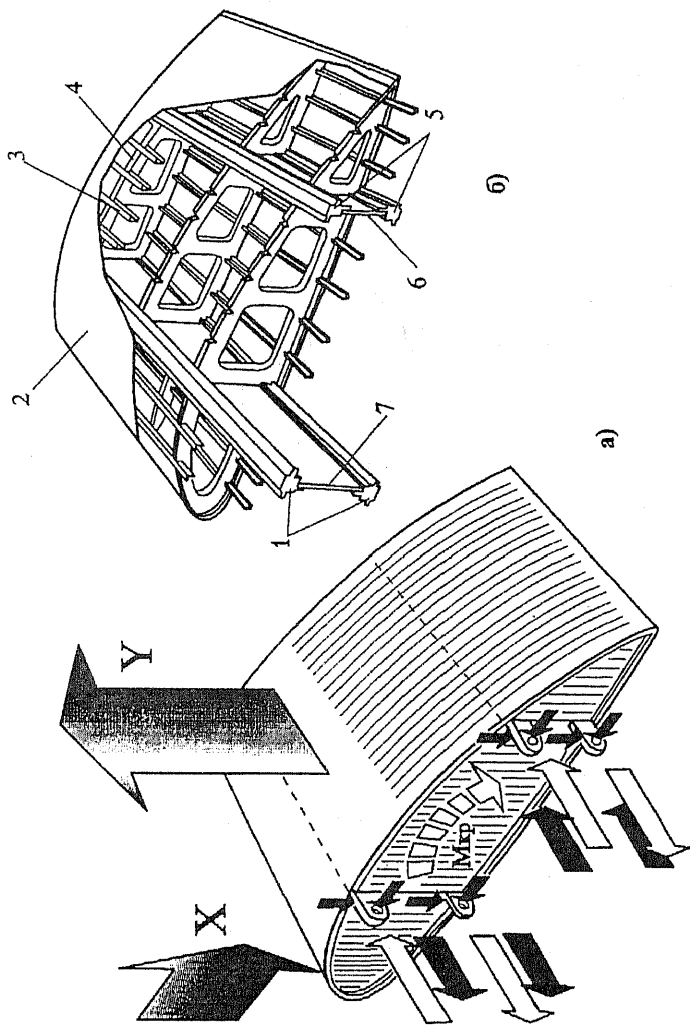


Рис. 7.2.2. КСС двулонжеронного крыла:

а — расчетная схема стыковых узлов поясов лонжеронов;

X — сила лобового сопротивления крыла; Y — подъемная сила крыла; $M_{кр}$ — крутящий момент;

б — силовые элементы крыла:

1, 5 — пояса лонжеронов; 2 — обшивка; 3 — стрингер; 4 — нервюра; 6, 7 — стенки лонжеронов

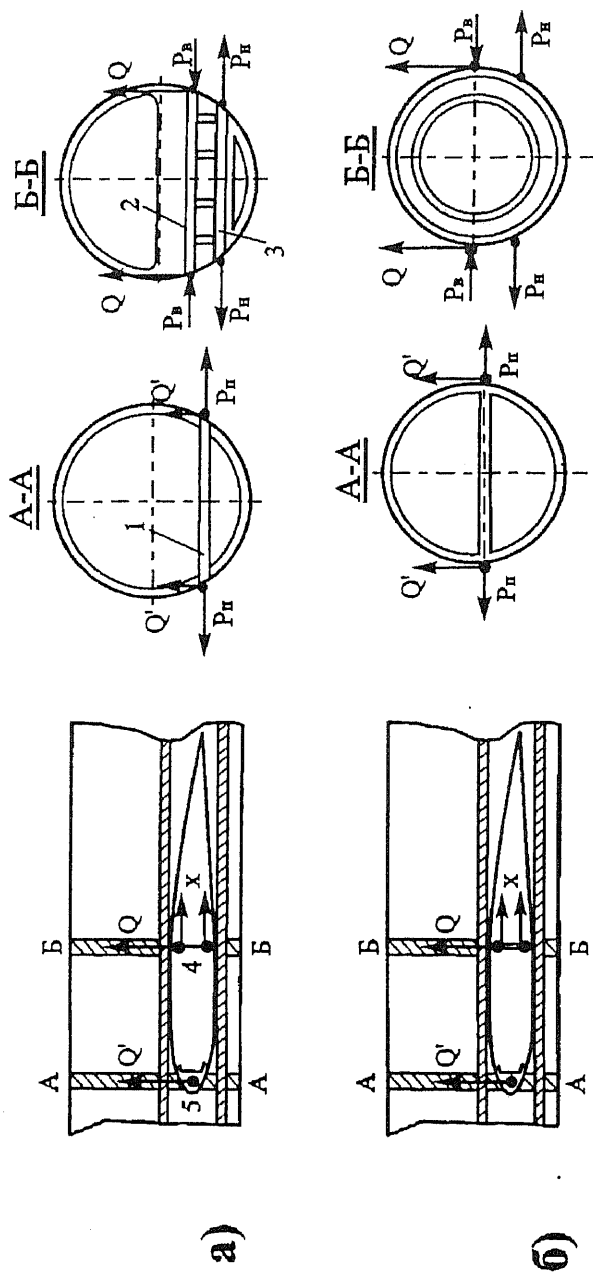
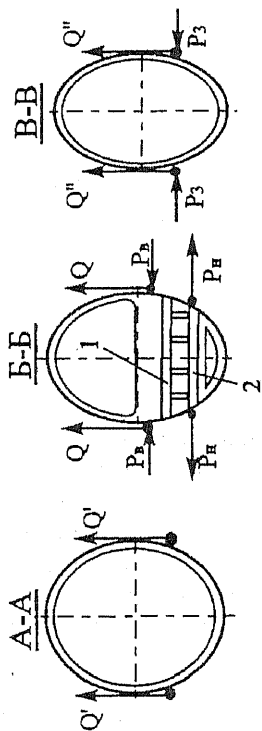
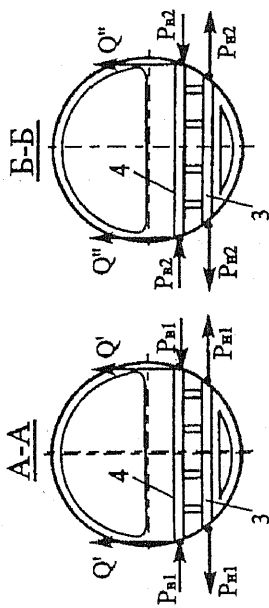
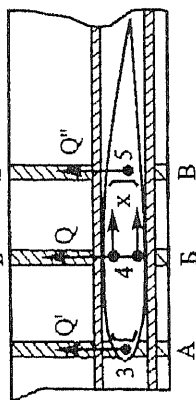


Рис. 7.2.3 (начало)



В)



Г)

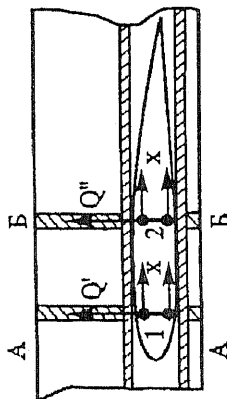


Рис. 7.2.3. КСС сопряжения лонжеронного крыла с элементами фюзеляжа:

а и б — однолонжеронное крыло с передней стенкой;

1, 2, 3 — поясные элементы АА и ВВ соответственно; 4, 5 — стыковочные узлы;

в — однолонжеронное крыло с передней и задней стенками;

1, 2 — соответственно верхний и нижний поясные элементы; 3, 4, 5 — стыковочные узлы;

з — двухлонжеронное крыло;

1, 2 — стыковочные узлы, 3, 4 — поясные элементы

С эксплуатационной точки зрения, лучшими являются однолонжеронные и двухлонжеронные крылья. Они более удобны для осмотра конструкции, в них сравнительно просто осуществляются вырезы в обшивке.

Силовая схема корневого участка лонжеронного крыла зависит в основном от условий компоновки фюзеляжа (размещения грузов, кабин, уборки шасси и др.) (рис. 7.2.3). Лонжероны должны проходить через фюзеляж, замыкая нагрузки от консолей крыла.

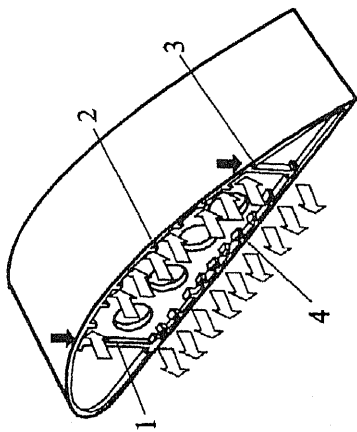
Наличие силовых элементов крыла внутри фюзеляжа создает трудности в осуществлении желательной компоновки кабины.

Наибольшее распространение получили конструкции, у которых лонжероны, стрингеры и обшивка продолжаются на участке, занятом фюзеляжем. В некоторых случаях применяются конструкции, где все продольные элементы, за исключением лонжеронов, обрываются у борта фюзеляжа. Конструкции первого типа более совершенны, т.к. обшивка с подкрепляющими элементами возле фюзеляжа полноценно работает при изгибе. Основной недостаток конструкции второго типа — неполноценная работа на изгиб стрингеров и обшивки вблизи фюзеляжа. Нормальные напряжения в обшивке и подкрепляющих ее продольных элементах практически отсутствуют по сечению бортовой нервюры из-за ее малой жесткости. По мере удаления от фюзеляжа нормальные напряжения возрастают. На удалении, приблизительно равном расстоянию между лонжеронами, обшивка и стрингеры воспринимают изгиб крыла полноценно.

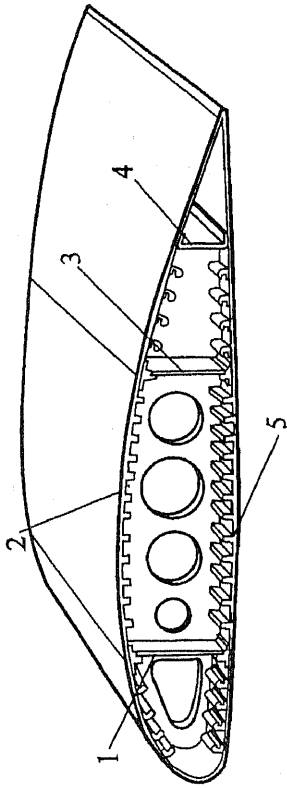
В кессонном крыле нормальные силы воспринимаются обшивкой и стрингерами лишь по части контура (рис. 7.2.4, а), например, носком или, как обычно, средней частью. Остальная часть контура с более тонкой обшивкой и слабее подкрепленная стрингерами в работе на изгиб участвует значительно меньше. В этих схемах лонжероны с сильными поясами отсутствуют, а для восприятия перебивающих сил служат стенки, соединенные с обшивкой слабыми поясами. В кессонном крыле все элементы панели в сжатой зоне работают однородно.

При одинаковой массе крыло этой схемы будет обладать большей жесткостью на кручение, чем однолонжеронное крыло. При небольших нагрузках на крыло кессонная схема уступает по весовым качествам однолонжеронной.

В моноблочном крыле (рис. 7.2.4, б) нормальные силы при изгибе воспринимаются обшивкой и подкрепляющими ее стрингерами по всему контуру его поперечного сечения. При моноблочной схеме



а)



б)

Рис. 7.2.4. КСС кессонного крыла:

а — расчетная схема;

1, 3 — передняя и задняя стенки кессона; 2, 4 — сжатый и растянутый пояс кессона;

б — силовые элементы моноблочного крыла:

1, 3, 4 — пояс и задняя стенка; 2, 5 — верхняя и нижняя панели

крыла сквозь фюзеляж проходит центроплан почти по всей контуре (за исключением хвостовой части). При кессонной схеме сквозь фюзеляж проходит лишь кессон.

Моноблочная и кессонная схемы применяются на крыльях с большой удельной нагрузкой на поверхность. Основные преимущества моноблочных крыльев: высокая жесткость, живучесть и более рациональное использование элементов их конструкции. Однако выигрыш в массе у таких конструкций по сравнению с лонжеронными получается лишь при отсутствии больших вырезов. Наличие вырезов резко ослабляет крыло. В районе выреза панель выключается из работы. Для сохранения прочности крыла вырез приходится окантовывать усиленным профилем, т.е. по существу ставить лонжерон.

Сравнение лонжеронной и кессонной силовых схем крыла показывает, что каждая имеет свои достоинства и недостатки. Поэтому иногда некоторые участки конструкции крыла (например, концевая часть) выполняются по кессонной схеме, а в зоне вырезов — по лонжеронной.

7.2.3. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КРЫЛА

У лонжеронных крыльев есть три группы силовых элементов (рис. 7.2.5), различных в отношении критических напряжений потери устойчивости при сжатии $\sigma_{кр}$:

лонжероны, у поясов которых $\sigma_{кр}$ близка к пределу прочности σ_B ;

стрингеры, у которых $\sigma_{кр}$ близка к техническому пределу текучести σ_{02} ;

обшивка и стенки лонжерона, у которых предел пропорциональности $\sigma_{кр} < \sigma_p$.

Лонжероны — двухпоясные продольные балки, пояса которых работают на растяжение и сжатие от изгиба, стенки — на сдвиг от поперечной силы и крутящего момента.

Стрингеры — продольные элементы, воспринимающие осевые усилия при изгибе крыла. Совместно с обшивкой нагружаются местной воздушной нагрузкой. Служат опорой обшивки, увеличивая ее жесткость.

Нормальные нервюры — элементы поперечного набора, которые обеспечивают заданную форму профиля крыла и передают местную

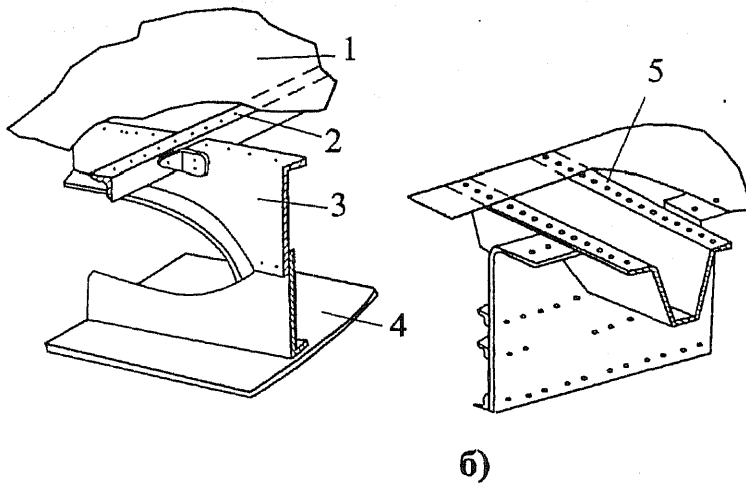
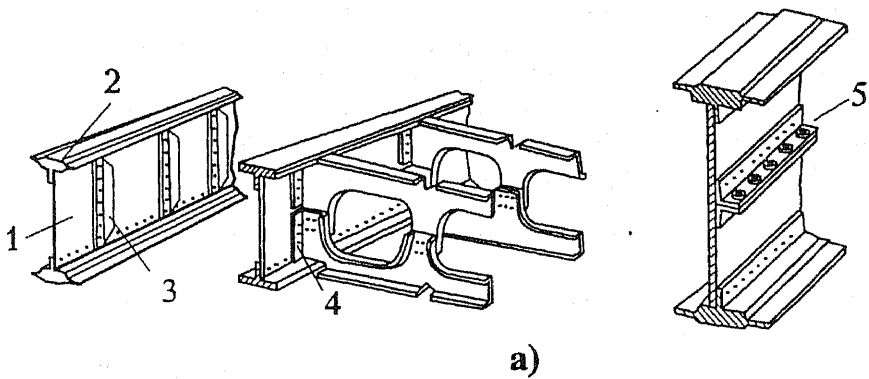


Рис. 7.2.5. Силовые элементы крыла:
 а — пояса лонжеронов: 1 — стенка; 2 — пояс;
 3 — вертикальные ребра жесткости;
 4 — стык нервюры с поясом лонжерона; 5 — ребро жесткости;
 б — узлы стыковки элементов крыла:
 1, 4 — обшивка; 2, 5 — стрингер; 3 — нервюра

воздушную нагрузку на стенки лонжеронов и обшивку. При этом нервюры подкрепляют стрингеры, лонжероны и обшивку, увеличивая тем самым их критические напряжения потери устойчивости.

Усиленные нервюры передают местные сосредоточенные силы на пояса лонжеронов от агрегатов, расположенных в крыле или на внешней подвеске. Усиленные нервюры устанавливаются в плоскости разъема крыла на центроплане и его консолях.

Обшивка, подкрепленная стрингерами, воспринимает воздушную нагрузку, передающуюся в основном на нервюры. Они, в свою очередь, передают ее на стенки лонжерона. Например, от действия вертикальных составляющих местной воздушной нагрузки нервюра стремится переместиться вверх. Этому препятствуют стенки лонжерона, в результате чего в них возникают распределенные касательные силы. В общем случае их равнодействующая в стенках лонжеронов не совпадает с равнодействующей внешней воздушной нагрузки. В результате нервюра стремится повернуться, уравниваясь потоком касательных сил со стороны обшивки. Касательные силы стенок лонжеронов уравниваются на фюзеляже.

Большое значение при конструировании продольного набора крыла имеет выбор конструктивно-технологического типа панели в растянутых и сжатых зонах крыла. Для нижних панелей определяющим является ресурс.

Исследование вопроса выбора допускаемых напряжений для отдельных элементов силовой конструкции зависит не только от характеристик материала и конструктивных решений, организационных правил эксплуатации. Необходимо также учитывать способ профилактических осмотров потенциально наиболее уязвимых конструктивных зон, их периодичность и т.п.

Для оценки живучести нижней панели большое значение имеют характеристики скорости распространения трещин в зависимости от типа конструкции, данные по эффективности различных ограничителей трещин и т.д. Требования живучести конструкции приводят к необходимости исследования остаточной прочности конструкции при разрушении одной из панелей по хорде.

Для верхней поверхности крыла выбранный тип подкреплений должен обеспечить максимальные критические напряжения $\sigma_{кр}$ при минимальной массе материала конструкции.

В кессонных и лонжеронных крыльях со стрингерным набором расстояния между нервюрами следует выбирать таким образом, чтобы стрингер и обшивка в сжатой зоне имели значение $\sigma_{кр}$ такое,

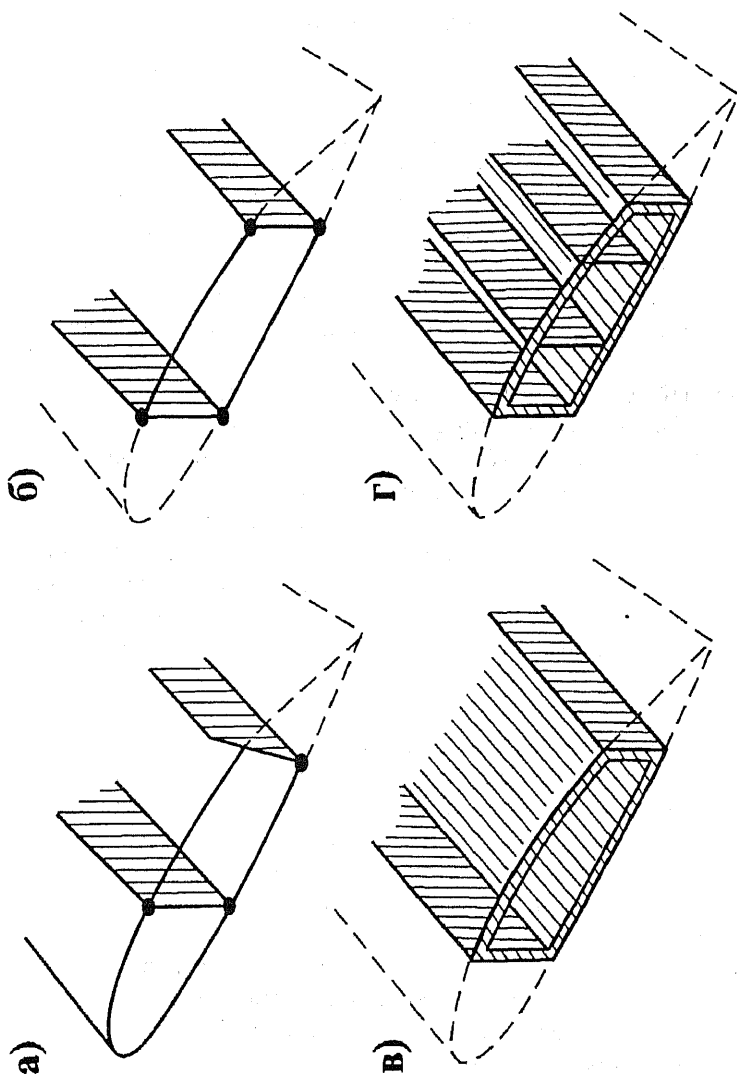


Рис. 7.2.6. Стыковка крыльев различных КСС:

а — однолонжеронное крыло с задней стеной; б — двухлонжеронное крыло;
 в — двухстеночное кессонное крыло; г — моноблочное многостеночное крыло

при котором одновременно наступила бы местная и общая потеря устойчивости.

7.2.4. КСС РАЗЪЕМОВ КРЫЛА

Для удовлетворения эксплуатационным и технологическим требованиям крылья выполняются разъемными. Разъемы служат для отделения крыла от фюзеляжа при транспортировке вертолета, хранения его на складе, монтаже аппаратуры, ремонте и др. Крыло, как правило, имеет два разъема, по которым расчленяется на центроплан и две консоли. Разъемные крылья, независимо от способа соединения частей, тяжелее неразъемных.

Конструкции разъемов зависят от силовой схемы крыла, они отличаются большим разнообразием, однако принципиально могут быть сведены к двум типам:

- точечный разъем (рис. 7.2.6, а, б), в котором лишь лонжероны и продольные стенки крыла соединены между собой;
- контурный разъем (рис. 7.2.6, в, г), в котором все силовые элементы крыла соединены друг с другом.

При *точечном разъеме* силовая связь между частями крыла осуществляется через узлы, стыкующие только пояса лонжеронов. Обшивка, стрингеры и стенки лонжеронов непосредственно друг с другом не соединяются. Поэтому они полноценно включаются в восприятие изгибающего момента лишь на некотором удалении от разъема.

Наименьшее количество стыковых узлов равно трем (рис. 7.2.7). Изгибающий момент в этом случае воспринимается срезом болтов, соединяющих соответствующие пояса основного лонжерона. Нижнее ухо обычно выполняется массивным, т.к. оно работает на разрыв.

Вспомогательный лонжерон (задняя стенка) стыкуется с соответствующим элементом центроплана или фюзеляжа посредством шарнира, воспринимающего только перерезывающую силу, нормальную силу от изгиба в плоскости хорд крыла и реакции от действия крутящего момента. По мере удаления от разъема за счет сдвигов в обшивке он постепенно включается в изгиб и на некотором расстоянии от разъема практически работает полноценно. Ось стыковочного болта должна совпадать с осью жесткости сечения крыла.

Крутящий момент крыла уравнивается сосредоточенными в стыковых шарнирах силами, составляющими пару, поэтому нервюра по разъему должна быть усиленной.

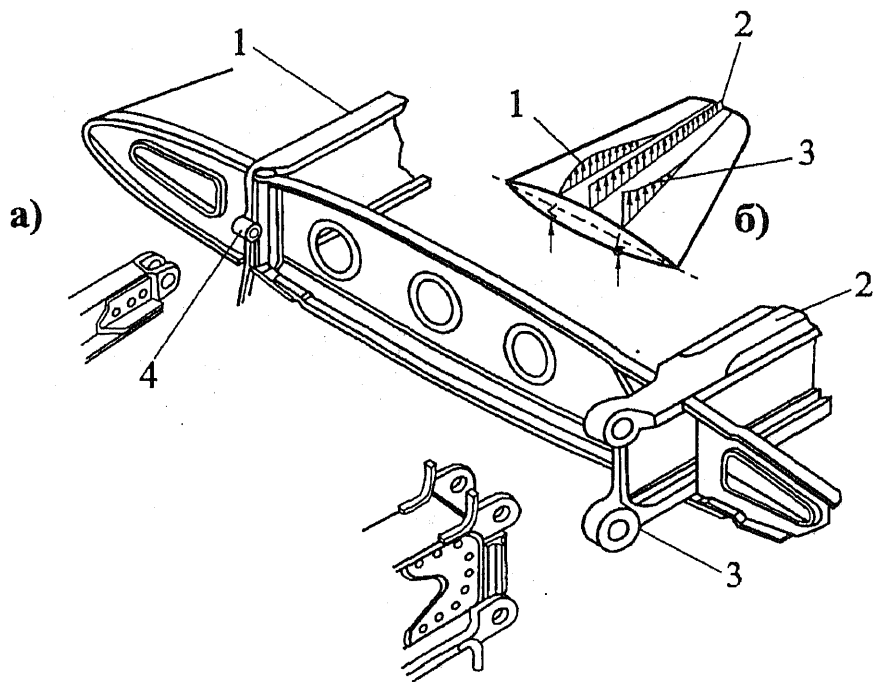


Рис. 7.2.7. КСС стыковки отъемной части с центропланом однолонжеронного крыла:

а — разъем;

1 — передняя стенка; 2 — лонжерон; 3 — стыковочный узел лонжерона;
4 — шарнирный узел стыковки передней стенки;

б — схема восприятия изгибающего момента продольными элементами крыла:

1 — эпюра изгибающих моментов передней стенки;
2 — эпюра аэродинамической нагрузки крыла;
3 — эпюра изгибающего момента лонжерона

Контурный разъем наиболее характерен для кессонных крыльев (рис. 7.2.8), имеющих сравнительно толстую, хорошо подкрепленную обшивку. При контурном соединении в разъеме повсеместно осуществляется силовая связь с верхним и нижним поясами кессона. Благодаря этому силовые элементы в разъеме и вблизи него

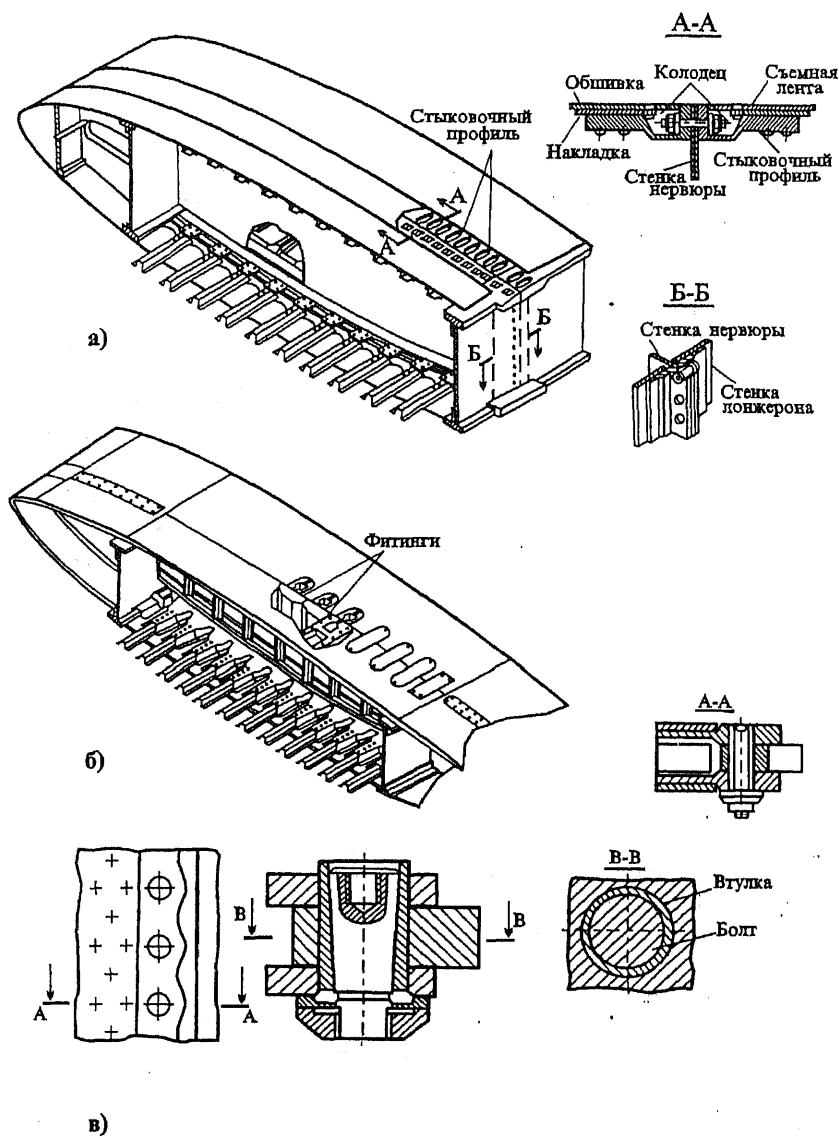


Рис. 7.2.8. КСС стыка кессонного крыла:
 а — соединение стыковочными профилями;
 б — соединение при помощи фитингов;
 в — гребенчатое соединение конусными болтами

полностью участвуют в восприятии изгибающих и крутящих моментов и перерезывающей силы.

Конструкция контурного разъема напоминает фланцевое соединение. Наибольшее распространение получила конструкция контурного разъема, когда силовая связь обшивки и стрингеров осуществляется при помощи стыковочных профилей, стягиваемых болтами, расположенными в специальных колодцах. Стыковочные поверхности профилей для плотного прилегания друг к другу механически обрабатываются так, чтобы изгибающий момент в сжатой зоне крыла передавался равномерно упором стыковых профилей. На рис. 7.2.8, в приведено конструктивное решение стыка с болтами, работающими на срез. Применение конусных болтов и разрезных втулок с внутренним конусом обеспечивает взаимозаменяемость консолей и неподвижность соединений.

7.2.5. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ВЫРЕЗЫ В ПАНЕЛЯХ КРЫЛА

Для подхода к агрегатам оборудования, для монтажа и демонтажа топливных баков и других целей в крыльях делаются различные вырезы. Они нарушают непрерывность силовых элементов и тем самым влияют на его работу. Степень влияния зависит от величины выреза, вида силового воздействия, конструктивного оформления выреза и др. Малые вырезы при незначительной компенсации практически не оказывают влияния на деформацию и напряженное состояние конструкции. Компенсация малых вырезов достигается путем их окантовки соответствующими профилями и накладками, образующими плоскую раму. Такие вырезы закрываются легкоъемными крышками, конструкция которых для сохранения формы и плотности прилегания выполняется достаточно жесткой.

Большие вырезы бывают двух типов — компенсированные и некомпенсированные.

Полная компенсация больших вырезов осуществляется путем постановки съемных силовых панелей, равнопрочных с вырезанными участками крыла. Соединением съемных панелей с крылом восстанавливаются нарушенные силовые связи и обеспечивается полноценная передача изгиба и кручения. Съемные панели утяжеляют конструкцию крыла. Их монтаж и демонтаж требуют установки крыла в пенапряженное положение.

Если обшивка крыла относительно тонка и слабо подкреплена, то конструкция съемных панелей упрощается. В этом случае они крепятся по контуру винтами, обеспечивающими лишь передачу касательных сил. Утраченная за счет выреза жесткость на изгиб восстанавливается соответствующим усилением поясов лонжеронов.

Большие некомпенсированные вырезы в крыле приходится делать в местах, требующих частого доступа. Они существенно ослабляют конструкцию, к тому же значительные участки обшивки с подкрепляющими элементами вблизи краев выреза неполноценно участвуют в изгибе. Поэтому компенсация таких вырезов сопряжена с коренными изменениями силовой схемы крыла (постановка дополнительных нервюр и др.). Панели, прикрывающие некомпенсированные вырезы, выполняются несилowymi, однако они должны обладать достаточной прочностью и жесткостью для восприятия местной воздушной нагрузки.

При конструировании крыла необходимо стремиться к минимально возможному количеству вырезов, особенно на нижней поверхности. Вырезы целесообразно располагать по одной линии вдоль размаха крыла и как можно дальше от мест поперечных стыков. При таком их размещении легче обеспечить необходимое усиление мест вырезов и более плавное течение силового потока.

7.2.6. ВЫБОР МАТЕРИАЛА

Главным требованием, определяющим выбор материала для растянутых поверхностей силового набора крыла, является обеспечение ресурса. Для данных поверхностей силового набора крыла применяют проверенный на практике алюминиевый сплав Д16Т. Сплав имеет хорошие показатели выносливости и живучести, малочувствителен к концентраторам и внутренним напряжениям, возникающим при сборке. Внедрение сплава повышенной чистоты Д16ЧТ улучшает перечисленные выше свойства.

Вопрос о выборе сплава для верхнего силового набора крыла должен решаться в зависимости от его схемы и условий эксплуатации, определяющих величину и повторяемость нагружения верхних панелей растягивающими и сжимающими нагрузками. Силовой набор может быть выполнен из высокопрочных сплавов на алюминивно-цинковой основе (отечественный сплав В95Т). Применение этого сплава дает при расчете на статическую прочность значительную экономию массы.

Для узлов, воспринимающих сосредоточенные нагрузки, применяются высокопрочные материалы.

7.2.7. ТИПЫ СОЕДИНЕНИЙ И КРЕПЕЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Выбор типа соединений и крепежных элементов для крыла зависит от требования обеспечения необходимого ресурса. Ресурс главным образом определяется выносливостью регулярной зоны. Выносливость регулярной зоны зависит от продольных швов (крепление панелей к лонжеронам, крепление панелей или листов обшивки между собой, крепление стрингеров к обшивке). Без специальных мероприятий, снижающих концентрацию напряжения около отверстия, нужный ресурс может быть достигнут только за счет снижения напряжений, а это вызывает увеличение массы конструкции крыла.

Выбор конкретного конструктивного решения (форма крепежного элемента, величина натяга и т.д.) зависит от требуемого уровня ресурса. При этом решении следует учитывать:

- возможность коррозии под напряжением, вызываемой посадкой и натягом (выбор материала и термообработки деталей силового набора определяется этими соображениями);

- опасность фрикционной коррозии;

- экономический фактор: применение некоторых соединений, очень эффективных с точки зрения повышения выносливости конструкции, вызывает такое удорожание конструкции (стоимость изготовления крепежных деталей и их установка), что целесообразность их применения должна быть подтверждена специальными экономическими расчетами.

7.3. ОПЕРЕНИЕ

Хвостовое оперение, состоящее из горизонтального (стабилизатор) и однокилевого или двухкилевого вертикального, должно удовлетворять требованиям прочности, жесткости и усталостной прочности. Нагрузки (напряжения) следует определять путем измерения в процессе летных испытаний.

Стабилизатор работает аналогично крылу. Изгибающий момент, действующий на него, так же как и в крыле, воспринимается лонжероном, проходящим через хвостовую балку, и поэтому не передается на фюзеляж.

В процессе расчета продольной балансировки вертолета с учетом максимальной передней и задней центровки решается вопрос о рациональности изменения в полете или на земле углов установки стабилизатора. При необходимости изменения углов атаки стабилизатора в полете он устанавливается на двух подшипниковых узлах, расположенных на силовых элементах каркаса хвостовой балки. В плоскости оси балки на лонжерон стабилизатора устанавливается рычаг, при помощи которого осуществляется поворот консолей стабилизатора.

Если для балансировки вертолета достаточно нескольких фиксированных в полете углов атаки стабилизатора, то в местах его крепления к хвостовой балке лонжерон стабилизатора устанавливается на шарнирные узлы скольжения. Угол установки стабилизатора фиксируется жесткой тягой с резьбовой парой. Таким образом, на земле перед полетом достигается и фиксируется необходимый угол установки стабилизатора. Эта задача может быть решена при помощи изменения кривизны профиля стабилизатора за счет фиксированного отклонения его хвостовой части.

Киль одновинтового вертолета представляет собой консольную балку, нагружающую хвостовую балку кручением и изгибом. По компоновочным соображениям он выполняется стреловидным. Силовая схема киля отличается от силовой схемы стабилизатора.

На верхней части киля большинства вертолетов устанавливается картер редуктора РВ. В килевой балке проходит вал РВ. Для его монтажа и контроля в силовой схеме килевой балки необходимо предусматривать люки или съемные панели. По этой причине силовая схема киля выполняется лонжеронной (однолонжеронной с задней стенкой или двухлонжеронной). Стыковка килевой балки к силовым элементам хвостовой балки подобна стыковке крыла с центропланом.

Если вал РВ по компоновочным соображениям может быть размещен в носовой части киля, то носовая часть делается несилевой, в виде обтекателя, а силовая схема киля выполняется кессонного типа.

Оперение вертолета соосной схемы, состоящее из горизонтального (стабилизатор и руль высоты) и вертикального (два киля с рулями направления), предназначено для улучшения характеристик продольной и путевой устойчивости, а также путевого управления вертолета с помощью рулей направления на режимах полета с поступательной скоростью. Эффективность рулей направления

возрастает с увеличением скорости горизонтального полета. Для получения высоких характеристик путевой устойчивости на режимах полета с поступательной скоростью кили вертикального оперения устанавливаются под углом к продольной оси вертолета, хвостиками наружу.

Руль высоты устанавливается на стабилизаторе горизонтального управления. Он фиксируется на земле под углом, определяемым из условия получения удовлетворительных балансировочных данных на всех режимах полета, включая режим авторотации.

Все изложенные принципы формирования КСС консольного свободносущего крыла полностью применимы к конструированию стабилизатора и кили.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Астахов М.Ф. и др.* Справочная книга по расчету самолета на прочность. — М.: Оборонгиз, 1954.
2. *Александров В.Г. и др.* Авиационный технический справочник. — М.: Транспорт, 1975.
3. Авиационные зубчатые передачи и редуктора. Справочник. — М.: Машиностроение, 1981.
4. *Бахов О.П.* Аэроупругость и динамика конструкции вертолета. — М.: Машиностроение, 1985.
5. *Бишон Р.* Колебания. — М.: Наука, 1968.
6. *Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В.* Подшипники качения. — М.: Машгиз, 1963.
7. *Братухин И.П.* Проектирование и конструкции вертолетов. — М.: Оборонгиз, 1955.
8. *Суриков Н.Ф. и др.* Вертолет Ка-26. — М.: Транспорт, 1982.
9. *Глин Кен.* Проектирование вертолетов. — Напкинский Научно-технический институт, 1992.
10. *Далин В.Н.* Конструкция вертолетов. — М.: Машиностроение, 1971.
11. *Далин В.Н.* Проектирование элементов конструкции самолетов и вертолетов. — М.: Оборонгиз, 1962.
12. *Далин В.Н., Завалов О.А.* Конструирование деталей и соединений механических агрегатов вертолетов. — М.: МАИ, 1988.
13. *Далин В.Н.* Конструирование деталей и узлов вертолета. — М.: МАИ, 1977.
14. *Далин В.Н., Курочкин Ф.П.* Конструирование агрегатов вертолета. — М.: МАИ, 1984.
15. *Дмитриев И.С., Есаулов С.Ю.* Системы управления одновинтовых вертолетов. — М.: Машиностроение, 1969.
16. *Есаулов С.Ю. и др.* Вертолет как объект управления. — М.: Машиностроение, 1977.

17. *Костельман В.Н., Федоров А.В.* Механизмы управления самолетом. — М.: Машиностроение, 1987.
18. *Катышев Г.И.* Создатель автожира Хуан де ла Сьерва. — М.: Наука, 1986.
19. Композиционные материалы. Справочник. — М.: Машиностроение, 1990.
20. *Лейканд М.А., Прибытков Б.М., Ананьин М.С.* Выбор оптимальных параметров сферических эластомерных шарниров (Тезисы научно-технической информации. Методы расчета изделий из высокоэластичных материалов). — Рига, 1986.
21. *Лейканд М.А.* Опыт доводки некоторых подшипниковых узлов вертолета (Вопросы эксплуатационной долговечности и надежности летательных аппаратов)//Тр. ГосНИИГА. Вып. 198. — М., 1981.
22. *Масленников М.М., Бехли Ю.Г., Шальман Ю.И.* Газотурбинные двигатели для вертолетов. — М.: Машиностроение, 1969.
23. Механические передачи вертолетов/Под редакцией Костельмана В.Н. — М.: Машиностроение, 1983.
24. *Михеев Р.А.* Прочность вертолетов. — М.: Машиностроение, 1984.
25. *Михеев Р.А., Скулков Д.Д.* Вибрации вертолета и средства их гашения. — М.: Изд-во МАИ, 1993.
26. *Миль М.Л. и др.* Вертолеты. Кн. 1 и 2. — М.: Машиностроение, 1966—1967.
27. *Баншчук Н.В. и др.* Методы оптимизаций авиационных конструкций. — М.: Машиностроение, 1989.
28. Нормы летной годности транспортной категории винтокрылых аппаратов. Авиационные правила. Ч. 29. Межгосударственный авиационный комитет, 1995.
29. *Орлов П.И.* Основы конструирования. Т. 16, 2, 3. — М.: Машиностроение, 1977.
30. *Васильев и др.* Основы проектирования и изготовления конструкции летательных аппаратов из композиционных материалов. — М.: МАИ, 1985.
31. *Прибытков Б.М.* Выбор параметров эластомерных подшипников винтов вертолетов. — М.: МАИ.
32. *Ружицкий Е.И.* Альбом конструкции втулок несущих винтов вертолетов. — М.: МАИ, 1981.
33. *Семенов А.П., Савинский Ю.Э.* Металлофторопластовые подшипники. — М.: Машиностроение, 1976.

34. Соковиков Ю.Г. Применение вертолетов с авианесущих кораблей. — М.: Воениздат, 1989.
35. Сохань О.Н., Скулков Д.Д. Втулки и лопасти несущих и рулевых винтов вертолетов. Методические указания и лабораторные работы. — М.: МАИ, 1985.
36. Тищенко М.Н. и др. Вертолеты. — М.: Машиностроение, 1976.
37. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., У. Уивер. Колебания в инженерном деле. — М.: Машиностроение, 1985.
38. Туркина А.И. Расчет на прочность винтов современных вертолетов. — М.: Изд-во МАИ, 1990.
39. Фершинг Г. Основы аэроупругости. — М.: Машиностроение, 1984.
40. Хейвуд Р.В. Проектирование с учетом усталости. — М.: Машиностроение, 1969.
41. Шейнин В.И. и др. Весовое проектирование и эффективность пассажирских самолетов. Т. 1, 2. — М.: Машиностроение, 1968.
42. Форрест П. Усталость металлов. — М.: Машиностроение, 1968.
43. Лизин В.Т., Пяткин В.А. Проектирование тонкостенных конструкций. — М.: Машиностроение, 1985.
44. FAR—29.
45. Smirnov G. Multiple-Power-Path Nonplanetary Main Gearbox of the Mi-26 Heavy-Lift Transport Helicopter. Vertiflite March//April, 1990.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные обозначения и сокращения	3
Предисловие	4
Введение	5
<i>Глава 1. Основное содержание процесса конструирования агрегатов вертолетов</i>	11
1.1. Формирование КСС и ККС агрегатов вертолета	11
1.2. Формирование массы элементов конструкции	18
<i>Глава 2. Несущий винт</i>	26
2.1. Выбор параметров несущего винта и его элементов	28
2.2. Общие требования к элементам несущего винта	28
2.3. Лопасти несущего винта	30
2.3.1. Выбор материала элементов конструкции лопасти	30
2.3.2. Формирование упруго-массовых характеристик лопасти НВ	43
2.3.3. Влияние формы лонжерона на собственные частоты колебаний лопасти в плоскости взмаха и вращения	49
2.3.4. Связь между массовыми и жесткостными характеристиками лопасти и ее собственными частотами	51
2.3.5. Отстройка от резонанса	51
2.3.6. Отстройка от флаттера лопастей	53
2.3.7. Последовательность формирования упруго-массовых характеристик лопасти НВ	56
2.3.8. Конструирование узлов стыка лопасти с втулкой	57
2.4. Втулки несущего винта	65
2.4.1. Формирование конструктивно-кинематических схем втулки	65
2.4.2. Выбор основных параметров элементов шарнирных втулок НВ	70

2.4.3. Выбор параметров сферических эластомерных подшипников	86
2.4.4. Выбор параметров V-образного торсиона	95
2.4.5. Выбор характеристик демпфера ВШ	98
2.5. Рулевые винты	103
2.5.1. Требования, предъявляемые к элементам рулевого винта	102
2.5.2. Конструктивно-кинематические схемы втулок рулевого винта	111
<i>Глава 3. Система механического управления вертолета</i>	<i>111</i>
3.1. Требования, предъявляемые к системе управления вертолета	113
3.2. Тенденция развития системы управления	118
3.3. Конструктивно-кинематические схемы управления вертолета	120
3.4. Кинематическая связь командных рычагов с автоматом перекоса	129
3.5. Регулятор взмаха	129
3.6. Конструктивно-кинематические схемы автоматов перекоса	130
3.7. Включение автопилота в систему управления	142
3.8. Выбор параметров силовых гидроусилителей системы управления	143
3.9. Выбор выходных параметров малого гидроусилителя в двухкаскадных системах управления	149
3.10. Управление циклическим шагом несущего винта	153
3.11. Объединенное управление общим шагом несущего винта и двигателями	157
3.12. Путевое управление	162
3.13. Выбор параметров элементов проводки управления	163
<i>Глава 4. Трансмиссия вертолета</i>	<i>185</i>
4.1. Общие требования	185
4.2. Конструктивно-кинематические схемы трансмиссии вертолетов	186
4.3. Главный редуктор	191
4.4. Редукторы промежуточные и рулевого винта	201
4.5. Выбор подшипников элементов трансмиссии	204
4.6. Уплотнения подшипниковых узлов	205
4.7. Тормоз несущего винта	205
4.8. Вали трансмиссии	206
4.9. Муфты	213
4.10. Система трансмиссии	234

<i>Глава 5. Силовая установка</i>	237
5.1. Конструктивно-силовые схемы крепления двигателей на вертолетах	237
5.2. Воздухозаборники	242
5.3. Выходные устройства и капоты двигателей	246
5.4. Системы запуска двигателей	248
5.5. Топливная система	248
5.6. Топливные баки	250
5.7. Трубопроводы и арматура топливной системы	251
5.8. Масляная система	251
5.9. Пожарная защита вертолета	251
<i>Глава 6. Шасси вертолета</i>	252
6.1. Требования к шасси	252
6.2. Нагружение шасси при посадке	253
6.3. Посадочные устройства и их элементы	254
6.4. Конструктивно-силовые схемы шасси	258
6.5. Выбор параметров элементов стойки шасси	264
6.6. Колеса шасси	265
6.7. Характеристики пневматиков колес шасси	267
6.8. Амортизаторы шасси	273
6.9. Корректировка параметров и характеристик шасси	284
6.10. Схема уборки шасси	291
<i>Глава 7. Каркасные агрегаты</i>	298
7.1. Фюзеляж	298
7.1.1. Формирование КСС фюзеляжа	298
7.1.2. Элементы конструкции фюзеляжа балочного типа	311
7.1.3. Конструктивные мероприятия по уменьшению вибраций в кабине фюзеляжа	321
7.1.4. Минимизация массы конструкции фюзеляжа	324
7.2. Крыло	324
7.2.1. Требования, предъявляемые к крылу	324
7.2.2. Формирование КСС крыла	325
7.2.3. Выбор параметров силовых элементов крыла	334
7.2.4. КСС разъемов крыла	338
7.2.5. Эксплуатационные вырезы в панелях крыла	341
7.2.6. Выбор материала	342
7.2.7. Типы соединений и крепежных элементов	343
7.3. Оперение	343
Литература	346

Учебное издание

Далин Валерий Никитич
Михеев Сергей Викторович

КОНСТРУКЦИЯ ВЕРТОЛЕТОВ

Редактор *М.С. Вилниченко*
Техн. редактор *Т.С. Евгеньева*

ИБ № 418

Лицензия ЛР № 040211 от 07.04.97 г.

Сдано в набор 11.01.2000. Подписано в печать 3.09.2001.

Формат 60 × 84 1/16. Бум. офсетная. Гарнитура Таймс.

Печать офсетная. Усл. печ. л. 20,46. Уч.-изд. л. 25,0. Тираж 1500.

Зак. 2097. С. 41.

Издательство МАИ

«МАИ», Волоколамское ш., дом 4, Москва, А-80, ГСП-3 125993

Типография Издательства МАИ

«МАИ», Волоколамское ш., дом 4, Москва, А-80, ГСП-3 125993