

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)
«МАИ»

Е.А. БАШАРОВ

**КОНСТРУИРОВАНИЕ АГРЕГАТОВ
ВЕРТОЛЕТОВ**

Электронное учебное пособие

Утверждено
на заседании кафедры 102
15 июня 2016 г.

Москва, 2019 г.

Автор: **Башаров Евгений Анатольевич**

Башаров Е.А. «Конструирование агрегатов вертолетов» [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / Е.А. Башаров; Миннауки и высшего обр. РФ, Московский авиац. институт МАИ (нац. исслед. ун-т).- Электрон. текстовые и граф. дан. (45 Мбайт). - Москва, 2019.- 1 эл.опт. диск (CD-ROM).

В предлагаемом учебно-методическом пособии для курсового проектирования приведены рекомендации по выбору начальных параметров, расчету основных нагрузок и проектно-конструкторской разработке различных агрегатов вертолета. Даны рекомендации по технологической проработке конструкции агрегата. Приведены примеры конструирования некоторых агрегатов и оформления курсового проекта.

Учебное пособие подготовлено на кафедре 102 МАИ «Проектирование вертолетов» и предназначено для студентов по специальности «Самолето- и вертолетостроение», а также будет полезно для специалистов вертолетостроительной отрасли России и инженеров.

© Московский авиационный

институт «МАИ», 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.

1. Выбор начальных параметров агрегата

1.1	Анализ агрегатов-прототипов.....	5
1.2	Анализ условий эксплуатации и работы агрегата	5
1.3	Требования и нормы, предъявляемые к агрегату.....	6
1.4	Выбор входных данных для проектирования.....	6

2. Расчет основных нагрузок на агрегат

2.1	Анализ нагружения агрегата.....	6
2.2	Определение расчетных случаев нагружения агрегата.....	8
2.3	Определение основных нагрузок и эпюр внутренних силовых факторов.....	10
2.4	Выбор критических сечений агрегата.....	16

3. Проектно-конструкторская разработка агрегата

3.1	Выбор типа конструкции агрегата.....	17
3.2	Техническое описание конструкции агрегата.....	17
3.3	Выбор конструктивно-силовой схемы агрегата	17
3.4	Выбор материала элементов конструкции агрегата.....	19
3.5	Проектировочный расчет агрегата.....	25
3.6	Поверочный расчет на прочность агрегата.....	37
3.7	Применение САПР и прочностных пакетов на основе МКЭ в расчетах на прочность.....	38
3.8	Определение основных размеров эскиза агрегата.....	52

4. Технологическая проработка конструкции агрегата

4.1	Анализ технологических требований к конструкции агрегата.....	54
4.2	Оценка технологичности агрегата.....	55

4.3	Разработка схемы членения агрегата.....	59
4.4	Анализ видов стыков, разъемов и соединений элементов конструкции агрегата	67
4.5	Подбор и прочностной расчет соединений элементов конструкции агрегата.....	76
4.6	Выбор метода базирования и установочных баз при сборке.....	102
4.7	Выбор и назначение шероховатости поверхностей, допусков и посадок сопрягаемых деталей при сборке.....	102
5.	Оформление пояснительной записки курсового проекта	
5.1	Требования, предъявляемые к оформлению записки	108
5.2	Рекомендации по оформлению записки.....	108
6.	Оформление чертежей агрегата	
6.1	Требования, предъявляемые к техническим чертежам	109
6.2	Рекомендации по вычерчиванию чертежей.....	110
6.3	Рекомендации по оформлению сборочных чертежей.....	110
6.4	Детализировка и составление спецификаций на агрегат.....	126
6.5	Разработка технических требований к агрегату и условий его сборки	127
7.	Примеры конструирования некоторых агрегатов	
7.1	Конструирование каркасного агрегата - стабилизатора.....	128
7.2	Конструирование лопасти несущего винта.....	174
7.3	Конструирование передней стойки колесного шасси.....	200

Библиографический список

1. ВЫБОР НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ АГРЕГАТА

1.1 Анализ агрегатов-прототипов

Выполнение курсового проекта по проектированию агрегата вертолета должно учитывать практику реального проектирования в конструкторском бюро. Подучив задание, студент должен найти известный аналог его решения (прототип). Проведя анализ прототипа, можно взять из него в качестве образца наилучшие конструктивные решения и использовать методы его проектирования и расчета. Однако это не исключает поиск новых более совершенных форм конструкции на основе использования последних достижений в практике вертолетостроения и других областей авиастроения.

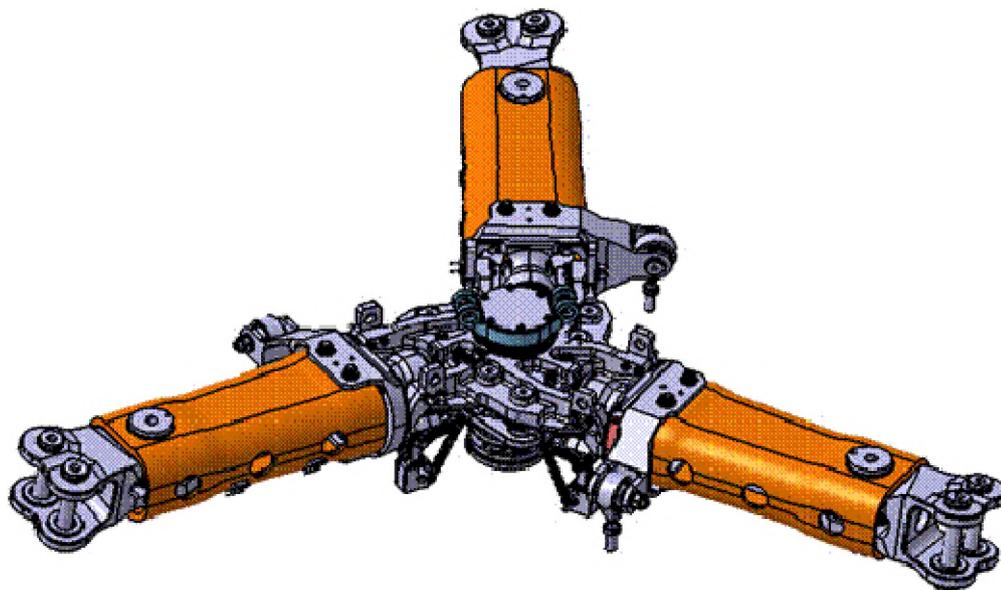


Рис.1.1 Пример выбора прототипа агрегата втулки НВ вертолета Ка-226А [5].

1.2 Анализ условий эксплуатации и работы агрегата

При выборе первоначальных параметров агрегата необходимо учитывать условия его эксплуатации и работы. Существует множество ограничений:

кинематических, эксплуатационных, резонансных и других которые регламентируют значения тех или иных параметров и данных при проектировании агрегата. Например, выбор уборки стоек шасси вертолета вперед или назад может существенно влиять на его центровку и даже безопасность эксплуатации.

1.3 Требования и нормы, предъявляемые к агрегату

Необходимо также знать требования к агрегату для обеспечения его надежности, живучести, долговечности, удобства эксплуатации и ремонтпригодности. Большая часть этих требований" определяется Нормами летной годности вертолетов - НЛГВ [34]. Выполнение этих требований необходимо для допуска вертолета к эксплуатации и его дальнейшей сертификации.

1.4 Выбор входных данных для проектирования

Выбранные входные данные в виде таблиц, графиков, эпюр и схем служат исходным материалом для определения нагрузок на агрегат, проектирования и прочностных расчетов. В технической записке курсового проекта студент должен привести обоснование выбора входных данных для проектирования агрегата.

2. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ НАГРУЗОК НА АГРЕГАТ

2.1 Анализ нагружения агрегата

Приступая к проектированию конкретного агрегата, необходимо определить условия его нагружения проектируемого агрегата. С учетом требований к агрегату по НЛГВ (АП-27/29) необходимо определить расчетные случаи нагружения проектируемого агрегата и характер действующих на него нагрузок. Для этого нужно провести анализ нагружения агрегата с целью определения основных сил и моментов нагружения и мест нагружения. Далее вычерчивается схема нагружения агрегата и расчетного сечения (рис. 2.1 - 2.2).

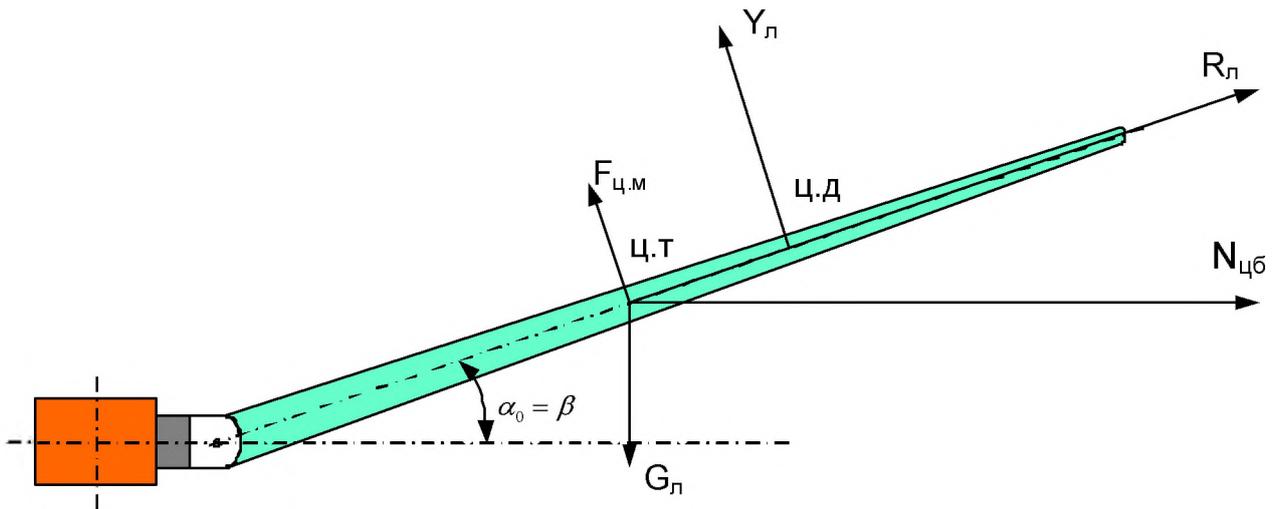


Рис. 2.1 Пример схемы нагружения лопасти несущего винта.

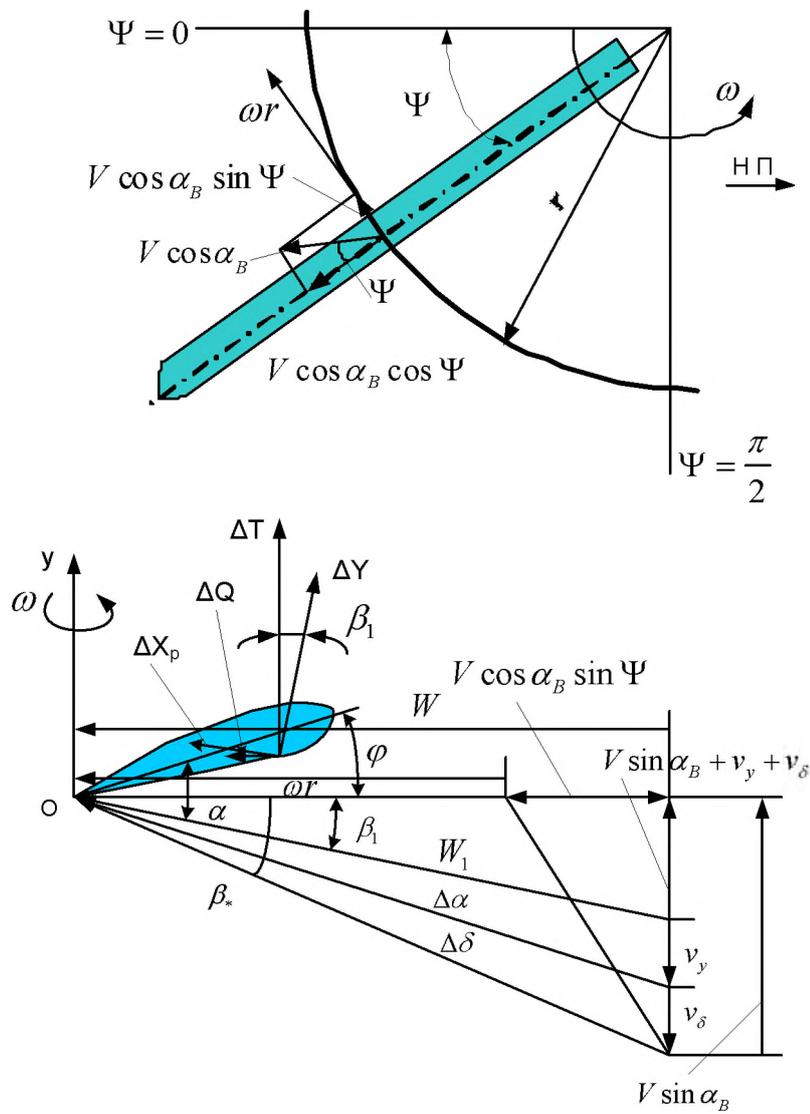


Рис. 2.2 Пример схемы нагружения расчетного сечения лопасти несущего винта.

2.2 Определение расчетных случаев нагружения агрегата

Для любого агрегата вертолета в главах НЛГВ отображены все расчетные случаи его нагружения. Их может быть очень много. Выбор расчетных случаев нагружения агрегата осуществляется с целью получения максимально нагруженного напряженно-деформированного состояния (НДС) основных деталей агрегата. Из НЛГВ принимаются динамические перегрузки для расчетных случаев нагружения, также принимаются основные и дополнительные коэффициенты безопасности для разных типов агрегатов.

Например, во всех случаях нагружения НВ и его крепления принимают $f=2$. Исключение – случай *IV-3*, тогда $f=1,2$. При определении статической прочности фюзеляжа во всех полётных и наземных случаях принимают $f=1,5$. В посадочных случаях $f=1,65$. При определении статической прочности колёсного шасси принимают $f=1,2$. При расчёте системы управления принимают $f=2$. При определении статической прочности валов трансмиссии принимают $f=1,5$.

Для наиболее ответственных элементов конструкции и приводов вертолета предусмотрено введение дополнительных коэффициентов безопасности $f_{дон}$.

При этом статическая прочность должна обеспечиваться при коэффициенте безопасности, равном произведению $f \cdot f_{дон}$. Для основных стыковых и разъёмных узлов предусмотрен $f_{дон}=1,25$. Для силовых узлов, деталей и элементов конструкций из литейных алюминиевых и магниевых сплавов предусмотрен $f_{дон}=2$. Для соединений предусмотрен: $f_{доп.соед.} = 1,15$.

При использовании полимерных композиционных материалов также вводят дополнительный коэффициент безопасности $f_{доп.ПКМ} = 1,25$ из-за нестабильности свойств ПКМ и на "незнание" [35].

Применение коэффициентов безопасности при расчетах, в том числе и дополнительных, должно быть строго регламентировано по НЛГВ так как снижает весовую отдачу конструкции проектируемого агрегата, что может свести на нет применение перспективных материалов.

Обеспечение ограничения по собственным частотам колебаний многих агрегатов вертолетов очень часто требует построения резонансных диаграмм в зонах расчетных случаев нагружения агрегата и отстройки от резонансов (см. рис. 2.3-2.4). Резонанс конструкции агрегата может существенно исказить картину его нагружения, и является не расчетным случаем.

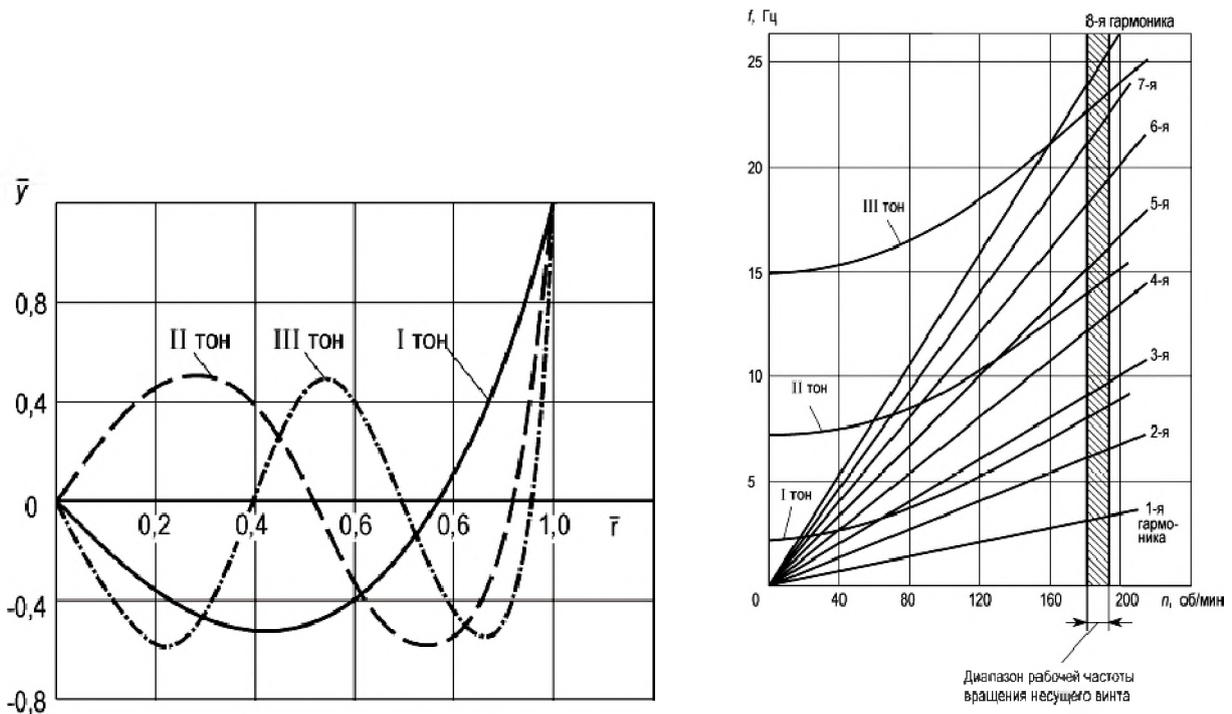


Рис. 2.3 Формы собственных колебаний лопастей НВ вертолета в плоскости взмаха и резонансная диаграмма [15].

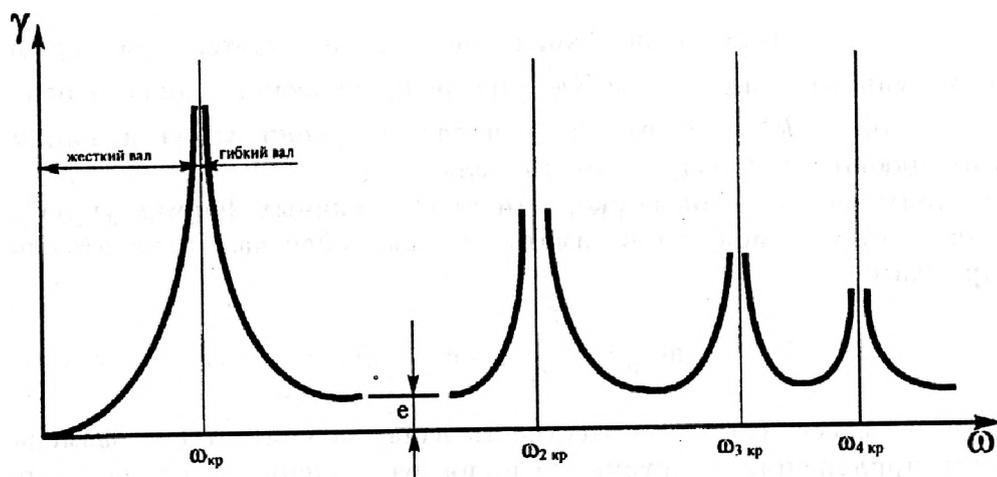


Рис. 2.4 Резонансные частоты вращающегося вала трансмиссии вертолета [15].

2.3 Определение основных нагрузок и эпюр внутренних силовых факторов

Выбор действующих основных нагрузок основывается на предложенных проектных данных вертолета. Нагрузки на агрегат делятся на:

1. Полетные нагрузки;
2. Посадочные нагрузки;
3. Наземные нагрузки.

Очень часто на агрегат действуют одновременно разные по природе (аэродинамические, массовые, инерциальные), воздействию (сосредоточенные, распределенные, динамические и статические) и виду нагрузки (растяжение с кручением, сжатие с изгибом, сдвиг с кручением), поэтому проводят расчет комбинированных нагрузок или определяют наборы нагрузок. По числу нагружений различают: усталостные, повторные (циклические) и редко действующие или однократные нагрузки. Действующие на агрегат переменные нагрузки значительные по величине и с большим числом циклов изменения за время полета вертолета накладывают определенные требования к его конструкции. Циклические нагрузки могут вызвать так называемое усталостное разрушение агрегата. Поэтому усилия студентов должны быть направлены на создание таких конструкций, чтобы в них не было концентраторов напряжений, часто являющихся причиной раннего разрушения конструкций, подверженных действию циклических нагрузок. Увеличению срока службы (ресурса) агрегата также способствует широкое применение в конструкции полимерных композиционных материалов (ПКМ). Методом последовательного уточнения получают окончательный набор нагрузок при которых параметры агрегата будут иметь оптимальный характер при работе его в составе конструкции вертолета. Далее составляется схема нагружения агрегата с указанием действующих нагрузок в направлении координатных осей. Также прорисовываются силы реакции от внешних нагрузок. На рис. 2.5 - 2.14 показаны схемы нагружения некоторых агрегатов вертолетов.

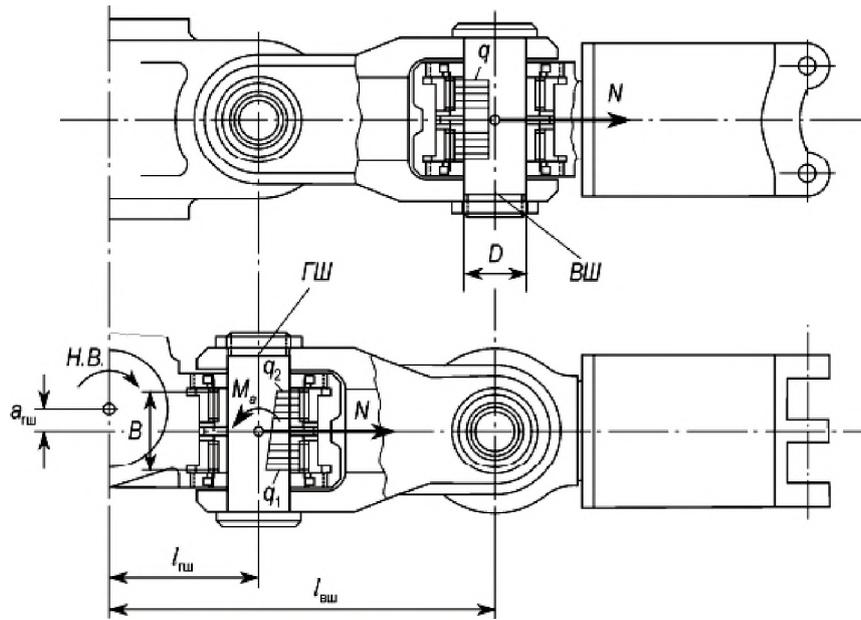


Рис. 2.5 Схема нагружения игольчатых подшипников: q, q_1, q_2, M_s – нагрузки и моменты.

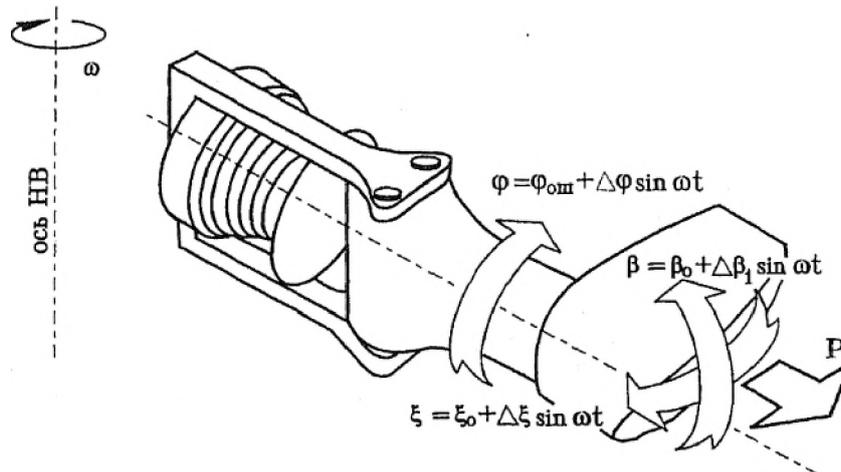


Рис. 2.6 Схема нагружения сферического эластомерного подшипника.

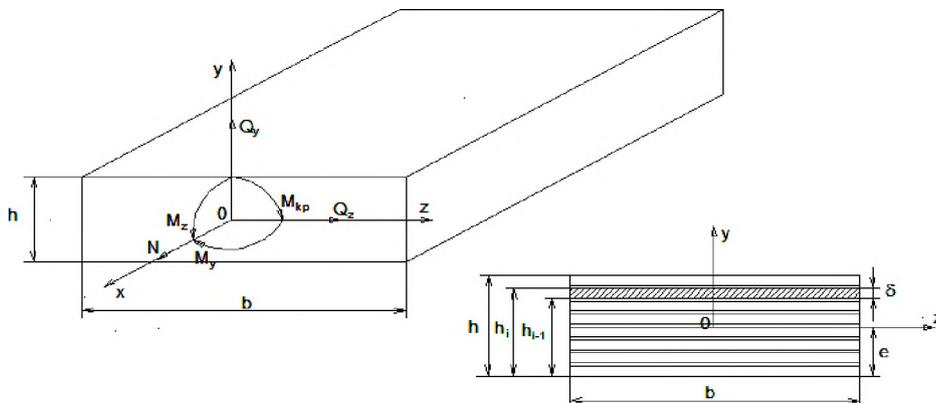


Рис. 2.7 Схема нагружения торсиона балочного типа из ПКМ [4]:
L-длина; h-высота; b-ширина; δ -толщина пакета из ПКМ.

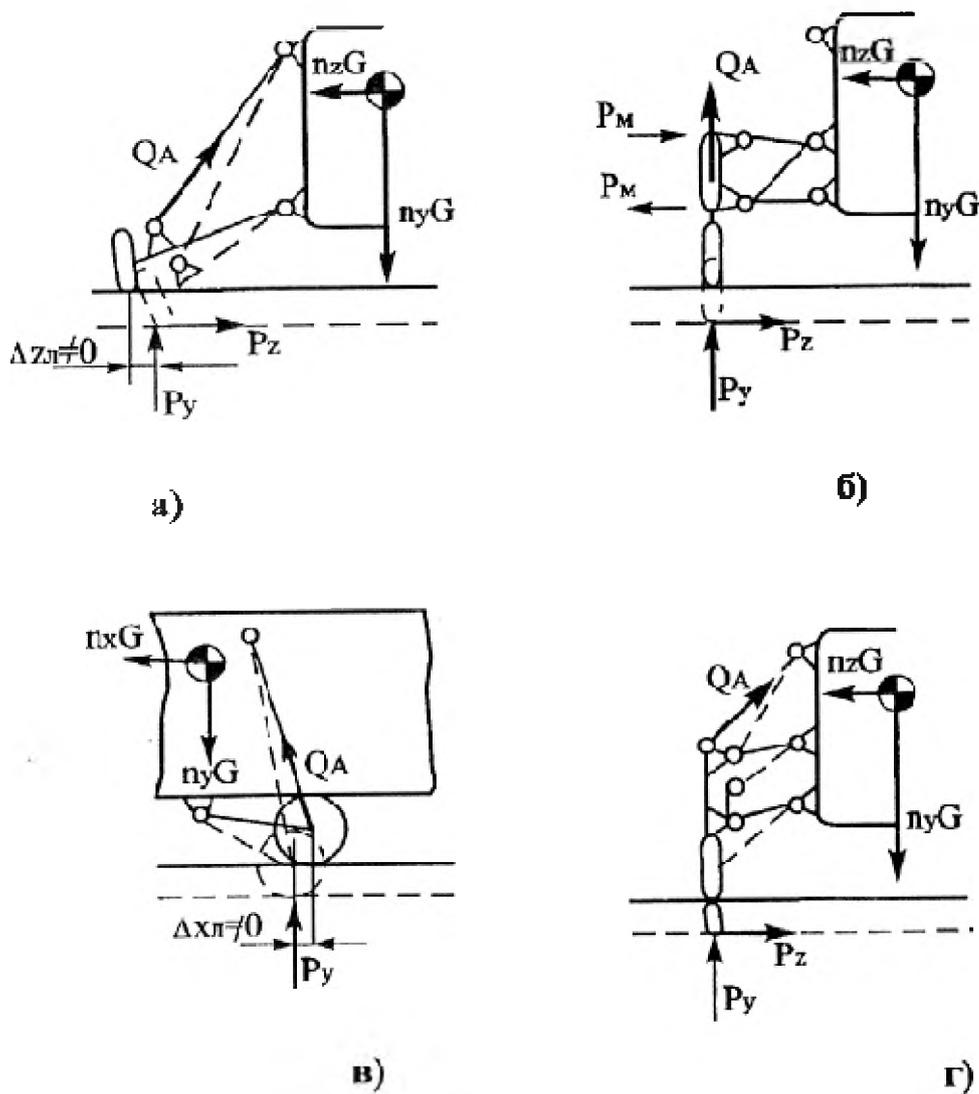


Рис. 2.8 Схемы нагружения различных типов колесного шасси а-трехстержневая пирамидальная; б-пирамидально-параллелограммная; в- параллелограммная с вертикальной стойкой; г- пирамидальная с вертикальной стойкой.

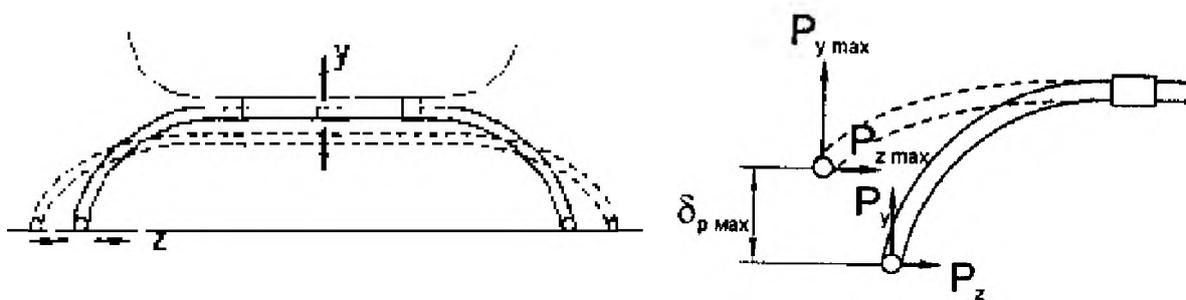


Рис. 2.9 Схема нагружения рессоры ползкового шасси при посадке: δ_p - прогиб конца рессоры; P_y, P_z - нагрузки на рессоре при посадке вертолета.

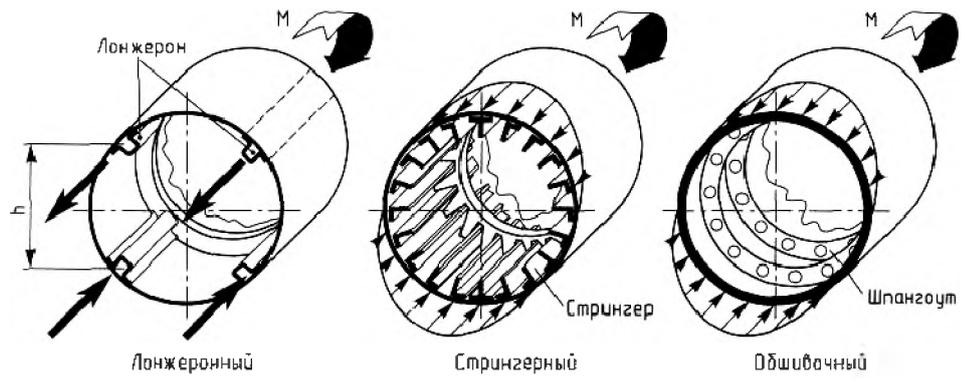


Рис. 2.10 Схемы нагружения различных типов балочного фюзеляжа [15].

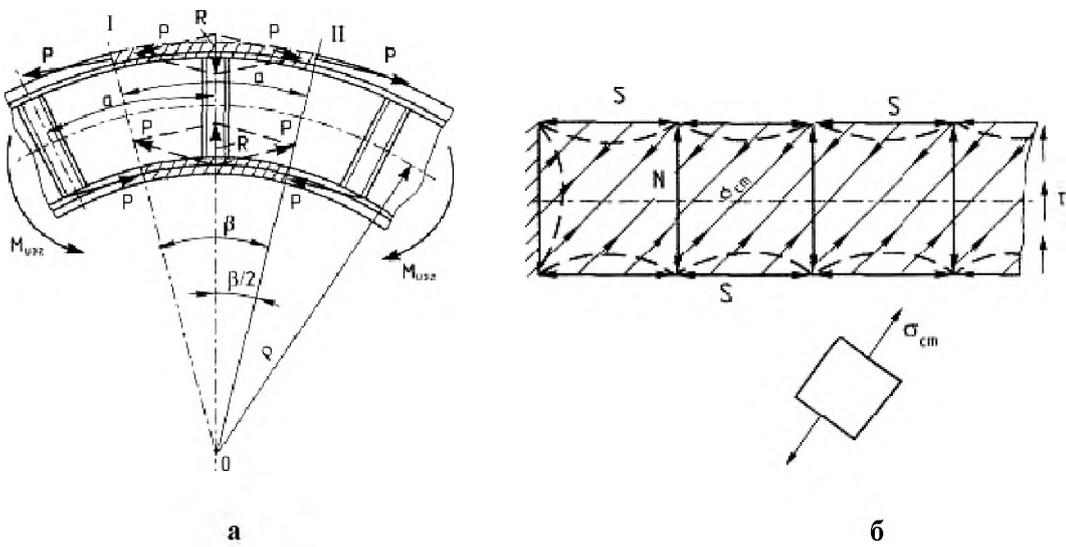


Рис. 2.11 Нагружение лонжерона фюзеляжа: а- при изгибе: P - сила в поясе, R -сила в стойке, б- при потери устойчивости стенки: S и N -сила сжатия в стойках и поясах.

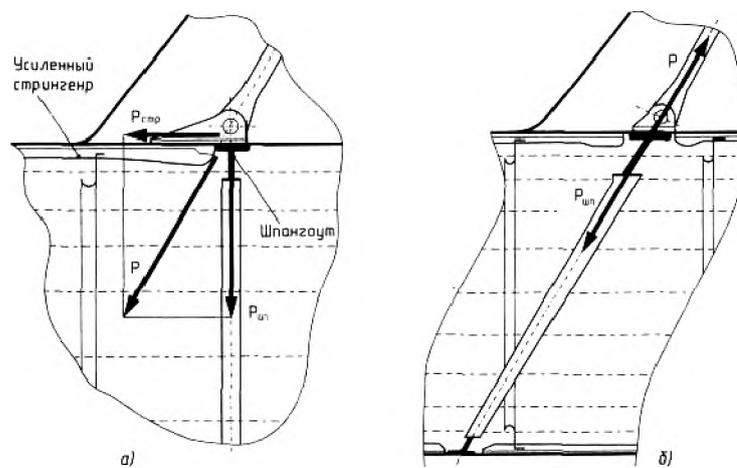


Рис. 2.12 Нагружение силового шпангоута: а- нормально наклоненного, б- “косого”.

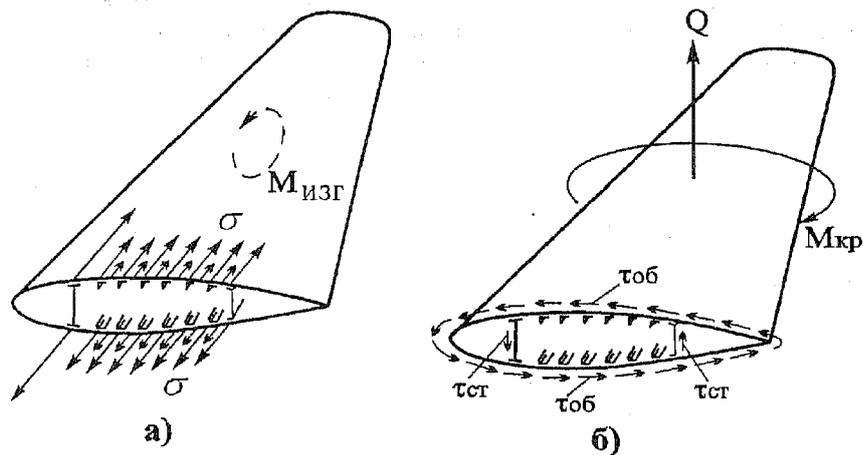


Рис. 2.13 Схема нагружения крыла вертолета [15]:
 а-восприятие изгибающего момента поясами лонжеронов, стрингерами и обшивкой,
 б-восприятие поперечной силы и крутящего момента.

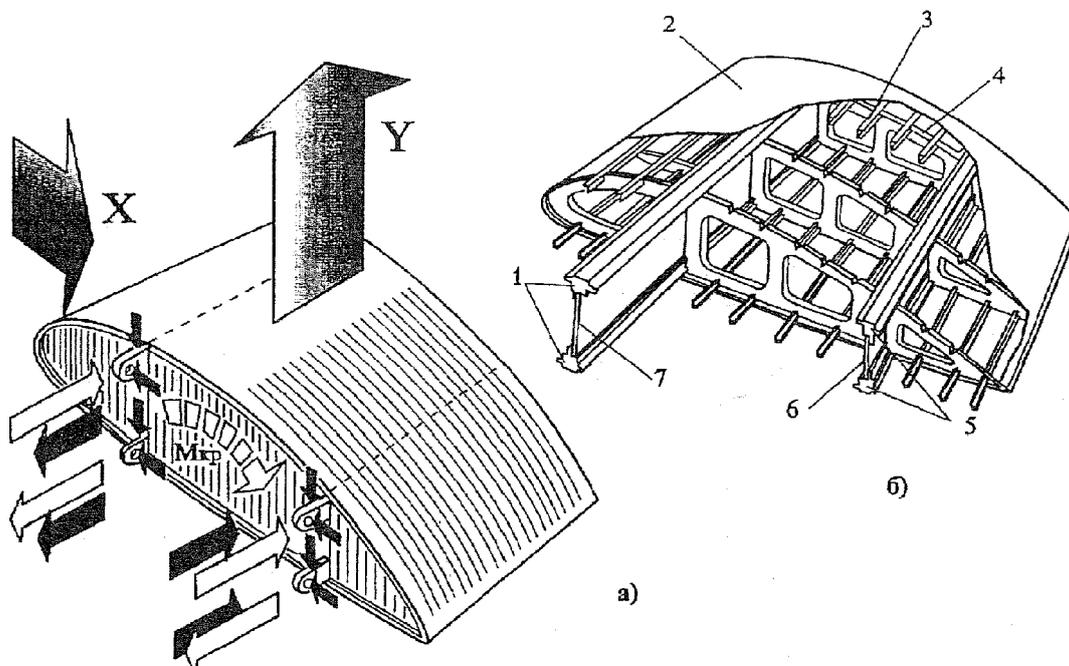
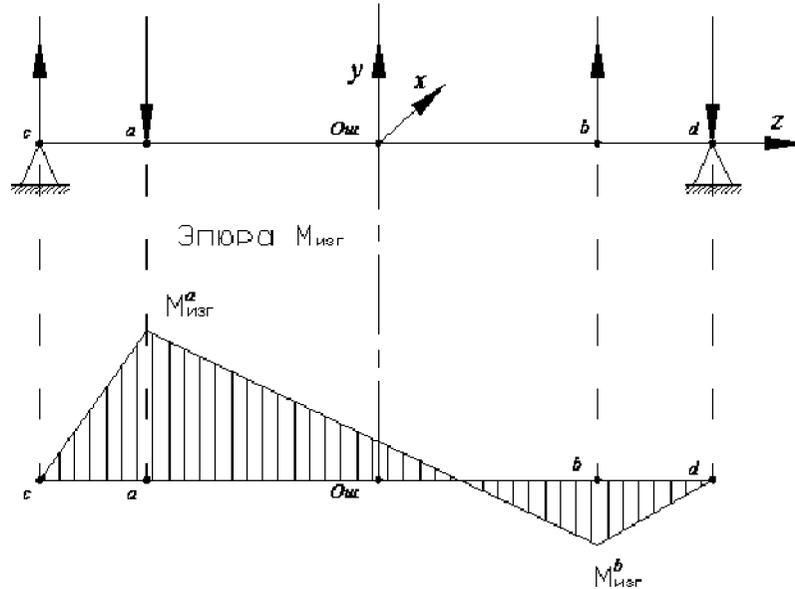
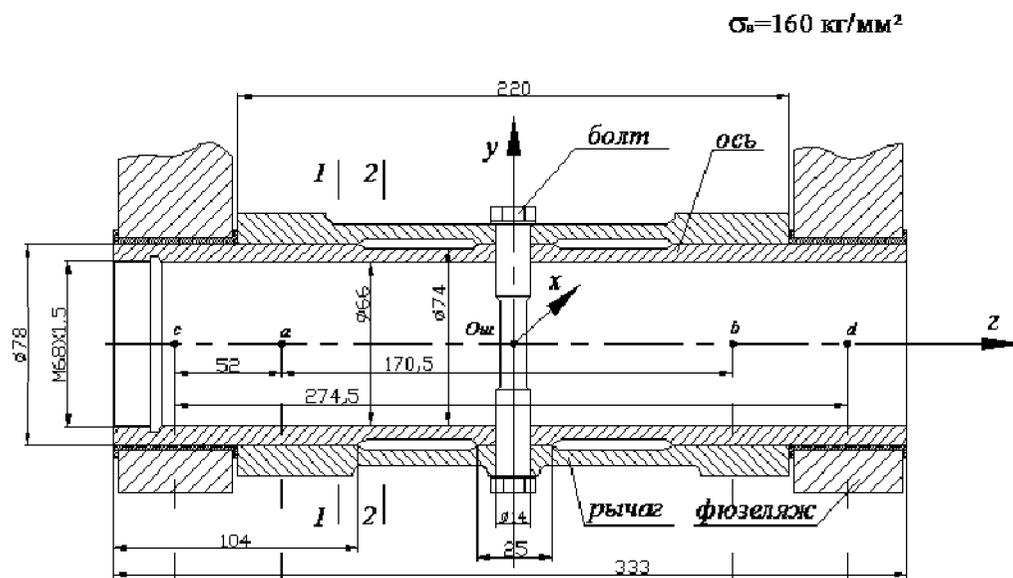


Рис. 2.14 Нагружение стыковочных узлов и конструкция двухлонжеронного крыла [15]:
 а-расчетная схема стыковых узлов поясов лонжеронов. б-силовые элементы двухлонжеронного
 крыла: 1,5-пояса лонжеронов, 2-обшивка, 3-стрингер, 4-нервюра, 6,7-стенки лонжеронов.

При действии нагрузок в материале агрегата будут действовать внутренние силовые факторы (ВСФ): поперечные (перерезывающие) силы Q , изгибающие моменты M в вертикальной и горизонтальной плоскостях и крутящие моменты вокруг оси $M_{кр}$. Для их анализа вычерчиваются эпюры ВСФ по длине агрегата (см. рис. 2.15).



Случай аварийный 2

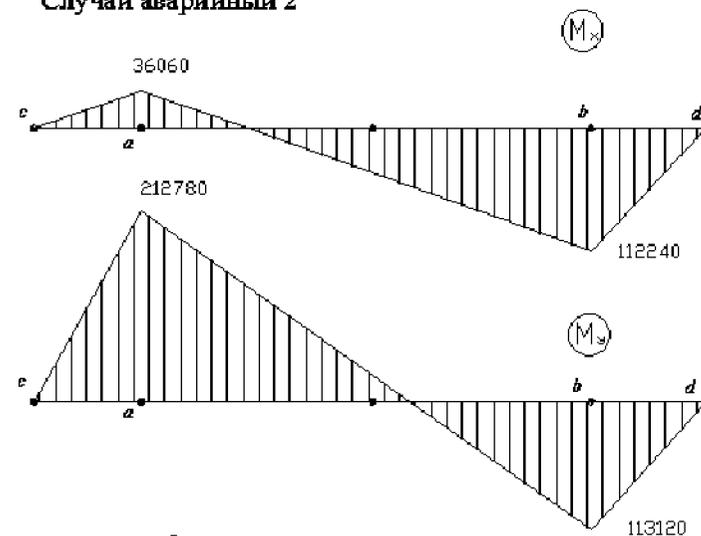
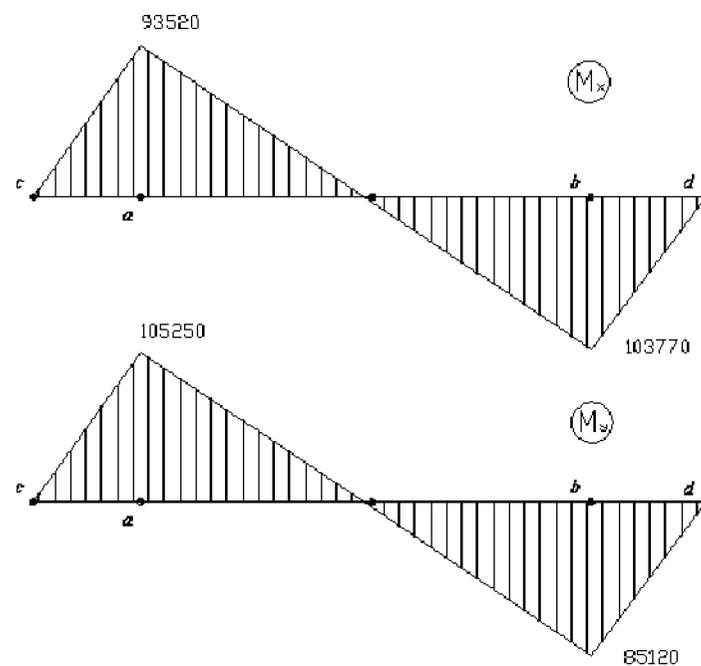
Случай III^а

Рис. 2.15 Пример схемы нагружения и эпюры ВСФ для нескольких расчетных случаев оси рычага стойки колесного шасси вертолета .

2.4 Выбор критических сечений агрегата

При анализе эпюр ВСФ выбираются критические сечения в которых эти факторы принимают максимальные значения. Именно в этих сечениях будет происходить поиск оптимальных геометрических размеров и поверочный прочностной расчет (см. рис. 2.16 - 2.17).

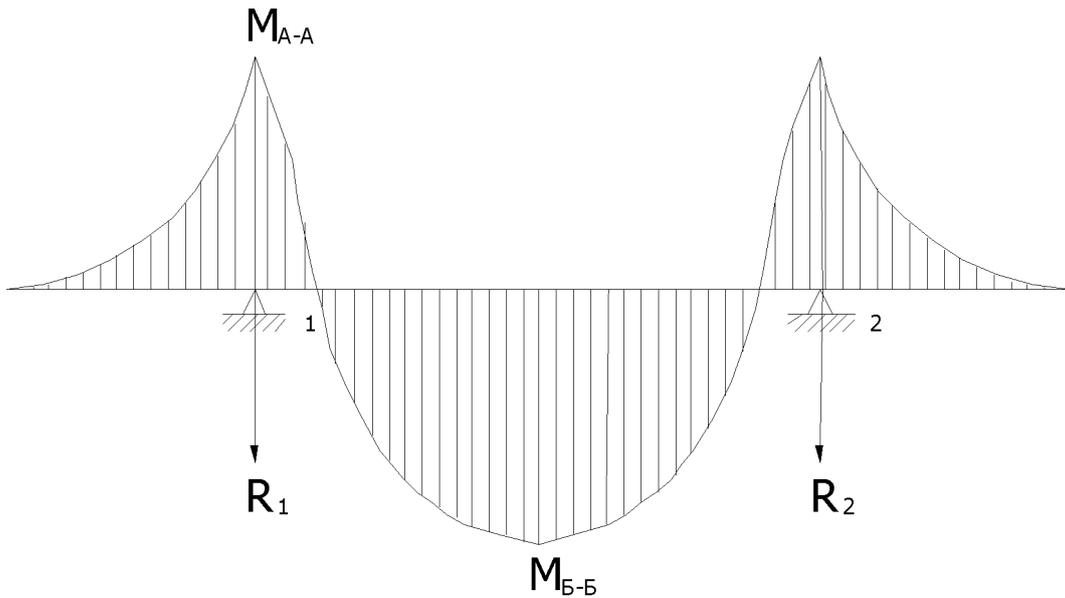


Рис. 2.16 Пример эпюры изгибающего момента при нагружении стабилизатора вертолета.

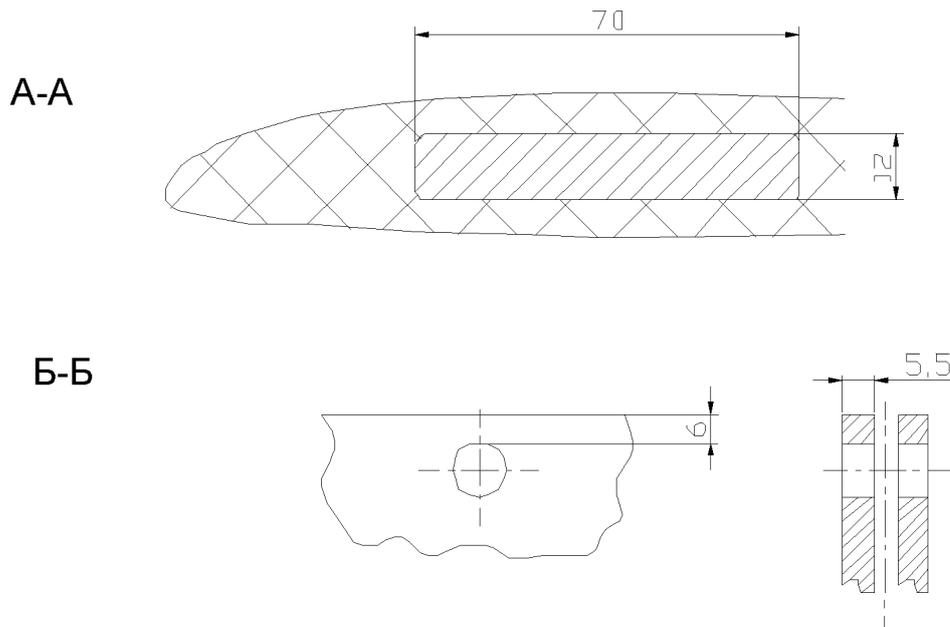


Рис. 2.17 Критические сечения А-А и Б-Б при нагружении стабилизатора вертолета.

3. ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСКАЯ РАЗРАБОТКА АГРЕГАТА

3.1 Выбор типа конструкции агрегата

Существует множество типов конструкции реализованных на серийных вертолетах. Обычно при выборе типа конструкции проектируемого агрегата руководствуются анализом основных нагрузок на агрегат, перспективными разработками и агрегатами-прототипами хорошо себя зарекомендовавшими в эксплуатации.

3.2 Техническое описание конструкции агрегата

В техническом описании конструкции агрегата должны быть указаны все его части и детали, способы соединения деталей и сами соединительные элементы, следует охарактеризовать соединения и условия их работы. Далее должны быть описаны для чего предназначены части агрегата и как они работают в составе всего агрегата. Должны быть приведены особенности передачи нагрузки на агрегат и передача их на другие агрегаты вертолета через узлы крепления.

3.3 Выбор конструктивно-силовой схемы агрегата

Для рационального проектирования агрегата необходимо представлять себе его место в общей конструктивно-силовой схеме вертолета, т.е. как он воспринимает заданные нагрузки и через какие элементы он их передает.

Выбор конструктивно-силовых схем агрегатов вертолета в значительной мере определяется видом и уровнем нагрузок, наличием нерегулярных зон, резких переходов от одной конфигурации к другой, зон приложения больших сосредоточенных сил и т.п. Большое значение также имеют размеры агрегата и материалы, используемые для его изготовления.

Например, каркас, выполненный из металлических сплавов, состоит из набора лонжеронов, балок, стрингеров, воспринимающих основную часть изгибающего момента, из обшивки, воспринимающей местные нагрузки,

перерезывающую силу, крутящий момент, и элементов поперечного набора (шпангоутов, нервюр), обеспечивающих форму поперечного сечения агрегата и восприятие нагрузки от стрингеров и обшивки. Использование полимерных композиционных материалов позволяет создать более легкую конструкцию агрегата. Помимо лонжеронных и балочно-стрингерных конструкций могут применяться изготавливаемые целиком усиленные панели, конструкции типа многослойного монокока, геодезические конструкции и другие гибридные конструкции.

При выборе конструктивно-силовой схемы агрегата вертолета необходимо руководствоваться следующими *основными требованиями*:

- для обеспечения наименьшей массы агрегата необходимо предусмотреть во всех его элементах передачу силы по кратчайшему пути;

- размещение силовых элементов агрегата должно определяться местом приложения равнодействующей нагрузки или сосредоточенных сил;

- все сосредоточенные силы, приложенные к агрегату, должны быть переданы и распределены на его силовые элементы и уравновешиваться другими силами.

- сосредоточенные силы, направленные под углом к оси агрегата, должны передаваться на обшивку через продольные и поперечные силовые элементы, а вектор силы должен проходить через точку пересечения осей жесткости этих элементов.

- вырезы в каркасных агрегатах должны иметь по своему периметру компенсаторы в виде усиленных поясов продольных и поперечных элементов. Наибольшая площадь компенсаторов должна быть на границе выреза.

- в конструкции агрегата должно быть минимально необходимое число разъемных соединений, так как они существенно повышают массу и стоимость конструкции агрегата.

В пояснительной записке к проекту должны быть представлены обоснование выбора и эскиз конструктивно-силовой схемы агрегата.

Необходимо указать основные размеры, определяющие взаимное расположение силовых элементов и их названия, места стыков и разъемов. Кроме того, на эскизе должны быть обозначены места приложения и направления действующих на агрегат нагрузок, а также направления уравнивающих внутренних сил в конструкции агрегата. Следует представить *теоретический чертеж агрегата (эскиз)*, содержащий в виде таблиц все данные по контурным обводам и сечениям агрегата, определяющие его форму.

3.4 Выбор материала элементов конструкции агрегата

Выбор материала элементов конструкции агрегата во многом определяется условиями его работы, нагружения и эксплуатации, типом конструктивно-силовой схемы, технологическими процессами, применяемыми для его изготовления. На выбор материала в немалой степени влияет его стоимость и затраты на обработку деталей.

С учетом этого необходимо представить обоснование выбора материала для основных элементов проектируемого агрегата.

В пояснительной записке должны быть представлены в виде таблиц физико-механические свойства используемых металлических сплавов и композиционных материалов. Основные свойства и характеристики металлических сплавов, применяемых в авиастроении, даны в таблице 3.1 [1]. Свойства и характеристики некоторых полимерных композиционных материалов даны в таблице 3.2 [41].

Выбирается материал конструкции с учетом характера ее нагружения, технологии изготовления и условий эксплуатации. Материал оценивается по физико-механическим характеристикам и эксплуатационным ограничениям, в которые входят диапазон рабочих температур, зависимость характеристик материала от времени эксплуатации и хранения, влияние внешней среды — влажности, агрессивности, радиации и т.п.

Таблица 3.1

№	Материал	Технологические свойства	Е, ГПа	$\sigma_{в}$, МПа	Применяемость
Стали					
1	07X16H6	Сталь деформируется в горячем состоянии, хорошо сваривается аргонно-дуговой сваркой	195	1 200	Силовые детали, баллоны для сжатых газов
2	12ХНЗА	Сталь хорошо деформируется в горячем состоянии, обработка резаньем удовлетворительная	200	950	Распределительные валы, оси, шестерни
3	18Х2Н4МА	Сталь хорошо деформируется в горячем состоянии, обработка резаньем удовлетворительная	220	1150	Шестерни и валы редуктора и коробки приводов
4	30ХГСА	Сталь хорошо обрабатывается в горячем состоянии, удовлетворительно штампуются, сваривается всеми видами сварки	210	1100	Ответственные сварные конструкции, крепление двигателя; кронштейны
5	30ХГСН2А-ВД	Сталь хорошо обрабатывается в горячем состоянии, удовлетворительно резанием, сваривается: дуговой, атомоводородной, электронно-лучевой сварками	210	1850	Высоконагруженные силовые элементы (подредукторная рама, балки, лонжероны)
6	35ХГСЛ	Детали отливаются методом точного литья, хорошо	210	1000	Литые детали различного назначения

		обрабатывается резаньем, хорошо сваривается			
7	ВНС-5	Сталь деформируется в горячем и холодном состоянии, сталь хорошо сваривается	195	1700	Ответственные болты и детали
8	Ст20А	Сталь хорошо деформируется в горячем состоянии	200	430	Трубопроводы, заклёпки
9	Ст45	Хорошо обрабатывается резанием, плохо сваривается	200	850	Мелкие детали; про- кладки, стаканы, втулки
Титановые сплавы					
10	ОТ4-1	Сплав хорошо деформируется в горячем и холодном состоянии, хорошо сваривается всеми видами сварки	110	700- 900	Изделия и детали сложной формы работающие длительно в условиях нагрева
11	ВТ20	Сплав удовлетворительно деформируется в горячем, удовлетворительно сваривается аргонно-дуговой сваркой	110	1000	Небольшие детали каркаса; жертвенные элементы
12	ВТ6	Сплав деформируется в горячем состоянии, сплав удовлетворительно обрабатывается резаньем, сваривается аргонно-дуговой сваркой	110	900- 1000	Силовые детали

Медные сплавы					
13	М1	Хорошо сваривается, паяется и обрабатывается резаньем	100	210	Масло и топливопроводы, шайбы
14	БрБ2-М	Сплав обрабатывается давлением в горячем и холодном состоянии, хорошо обрабатывается резаньем, хорошо паяется	100	660	Сильфоны, радиаторы
Алюминиевые сплавы					
15	АК8	Сплав деформируется в горячем состоянии, удовлетворительно сваривается аргоно-дуговой сваркой, хорошо обрабатывается резанием	72	440	Высоконагруженные рамы, лонжероны
16	В65	Сплав деформируется в горячем и холодном состоянии, удовлетворительно обрабатывается резанием	72	400	Заклепки
17	В95Т1	Сплав деформируется в горячем и холодном состоянии, хорошо сваривается точечной сваркой, сварка плавлением не рекомендуется, обработка резаньем хорошая	72	540	Ответственные силовые элементы высокой точности

18	ВАЛ-10	Сплав обладает удовлетворительными литейными свойствами, обработка резаньем хорошая	70	400	Нагруженные кронштейны, качалки; картер редуктора, коробки, приводов
19	Д16АТВ	Сплав деформируется в горячем и холодном состоянии, хорошо сваривается точечной и роликовой сваркой и не сваривается газовой и аргонно-дуговой, обрабатываемость резаньем удовлетворительная	72	435	Элементы силовой обшивки (капоты двигателя и редуктора); элементы силового набора планера
20	Д1М	Деформируемость	70	380	Элементы трубопроводов
Магниевые сплавы					
21	МЛ4Т4	Удовлетворительные литейные свойства	45	270	Тормоз несущего винта
22	МЛ5пч	Хорошие литейные свойства, удовлетворительно сваривается аргонно-дуговой сваркой	45	240	Средненагруженные детали

В конструкции вертолета в основном используются волокнистые ПКМ, армированные непрерывными волокнами (нити, жгуты, ленты, ровинги, ткани и др.). Они имеют высокие механические свойства: прочность, упругость, вибростойкость при малой плотности. Используемые в них наполнители позволяют получить широкую гамму механических свойств статической и динамической прочности. Перспективным является применение 3D армированных ПКМ, особенно в силовых конструкциях и агрегатах.

Таблица 3.2

№	Материал	Технологические свойства	Е, ГПа	σ_b , МПа	Применяемость
1.	Связующее 5-211Б	-	2,4-4,2	35-100	Связующее эпоксидное для композиционных материалов.
2.	Стеклоткань Т-10 + связующее	T=15-30°C	43,9	1 100 (+), 250 (-)	Элементы обшивки трехслойных панелей
3.	Стеклоткань Т-25(ВМ)-78 + связующее	T=15-35°C	57	1 750 (+), 340 (-)	Элементы обшивки фюзеляжа; хвостовые секции лопастей.
4.	Стеклоткань Т-39 + связующее	T=15-35°C	62	1800(+), 640 (-)	Элементы обшивки фюзеляжа и хвостовой балки.
4.	Стеклоткань Т-25(ВМ)-78 + угольная лента Лу-П/0,2-А + связующее	T=15-35°C	80	1100 (+), 330 (-)	Силовые элементы с высокими усталостными характеристиками; силовые лонжероны лопастей НВ/РВ.
5.	Лента органическая СВМ-40 + эпоксидное связующее	T=25-35°C	25	620(+), 150 (-)	Лонжероны лопастей, кия оперения, стабилизатора и обшивка.
6	Ткань органическая Органит-7Т	T=25-35°C	30	700 (+), 210 (-)	Обшивки сотовых интегральных панелей фюзеляжа и оперения
	Ткань органическая Органит-10Т	T=25-45°C	34	740 (+), 230 (-)	Обшивки сотовых интегральных панелей фюзеляжа и оперения
6.	Угольная лента КМУ-4Л + связующее	T=35-45°C	110	1000 (+), 700 (-)	Обшивки сотовых панелей обтекателей фюзеляжа, крыла и оперения.
7.	Угольная лента КМУ-7Л + связующее	T=35-45°C	120	1800 (+), 750 (-)	Силовые элементы с высокими усталостными характеристиками.
	Угольная ткань КМУ-7ТР + связующее	T=35-45°C	62	600 (+), 600 (-)	Силовые элементы с высокими усталостными характеристиками.
8.	Полимерсотопласт ПСП-1-2,5-100	T=115±5°C	0,170	5-6	Сотовый наполнитель панелей пола, перегородок, панелей обшивки фюзеляжа.
9.	Стеклосотопласт ССП-1-2,5-100	T=165±5°C	0,165	3-4	Сотовый наполнитель панелей пола, перегородок, панелей обшивки фюзеляжа.

Примечание: (+) - при растяжении вдоль основы, (-) - при сжатии вдоль основы.

3.4 Проектировочный расчет агрегата

Одним из основных этапов конструирования любого агрегата вертолета является оптимизация его геометрических проектировочных параметров. В простейших случаях для регулярных зон конструкции задачу можно решить простым перебором ее параметров используя аналитические проектировочные методики [4,8,13,14,16,19,29,36].

Для этого из расчета нагрузок и полученным эпюрам внутренних силовых факторов (ВСФ) определяется критическое поперечное сечение (сечения) агрегата с учетом характера и направлению действующих в них нагрузок (сжатие или растяжение). Если агрегат сложный, то сечение условно следует разделить на части. Затем в каждой части приближенно определяются равнодействующие внутренних сил. Далее при известном нагружении каждая часть сечения агрегата рассчитывается как изолированная часть.

Сечения элементов конструкции агрегата вертолета подбирают по разрушающим напряжениям материала или разрушающим нагрузкам (обычно используется при расчете крепежных элементов - заклепок, винтов, болтов, шпилек, осей и т.д.). Запасы прочности для авиационных конструкций согласно нормативных документов [32] должны находиться в пределах $1,05 \div 1,25$. Для отдельных элементов конструкции, работающих на растяжение, за разрушающие принимают меньшие напряжения с учетом работы на усталость. Запасы прочности для таких элементов оговариваются в НЛГВ [34]. Для элементов, работающих на сжатие с потерей устойчивости, за разрушающее принимается критическое напряжение потери устойчивости. При потере устойчивости напряжения быстро возрастают, что может привести к разрушению стержня. В конструкции вертолета существует много деталей, нагружаемых продольной силой: тяги, стойки, подкосы, элементы ферменных, балочных конструкций и т.д. Для нормальной работы потеря устойчивости элементов конструкции вертолета в большинстве случаев недопустима.

Величина критической силы, при которой происходит *общая потеря устойчивости* стержня постоянного сечения, определяется формулой Эйлера:

$$P_{кр} = c \frac{\pi^2 EI_{\min}}{l^2} \quad (3.1)$$

где I_{\min} - наименьший момент инерции сечения; l - длина стержня;
 c - коэффициент учитывающий условия заделки концов стержня.

Критической нагрузке соответствуют критические напряжения сжатия:

$$\sigma_{кр} = c \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}, \quad \lambda = \frac{l}{i_{\min}}, \quad i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{F}} \quad (3.2)$$

где λ – характеризует гибкость стержня; i_{\min} –наименьший радиус сечения инерции сечения стержня; F — сечения стержня. Величина коэффициента c меняется в широких пределах (от 0,25 до 4) в зависимости от граничных условий на опорах. При его определении необходимо всесторонне оценивать способы закрепления стержня. В случае шарнирного закрепления обоих концов $c = 1$. Для трубчатого стержня в сварных фермах $c = 2$. При расчете стержней фермы, выполненных из дуралюминовых труб, можно брать $c = 2$ лишь в тех случаях, когда трубы вклепаны в достаточно жестко заделанные стаканы.

Кроме общей потери устойчивости, причиной разрушения тонкостенной конструкции может стать *местная потеря устойчивости* (выпучивание) одного из ее элементов. Данное явление характерно не только для тонкостенных стержней, нагруженных продольной сжимающей силой. Потерять устойчивость может тонкая стенка в детали любой формы, практически при всех видах нагружения, исключая одноосное растяжение.

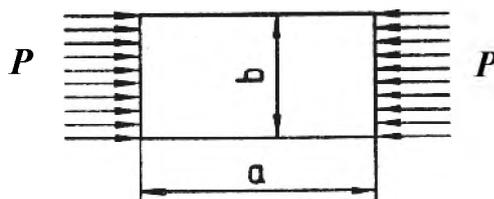


Рис. 3.1 Схема нагружения пластинки сжимающей нагрузкой.

При определении критических напряжений потери устойчивости стенок детали обычно используют методы расчета пластин и оболочек. Необходимые для этого расчета формулы и графики представлены в [19, 20]. Познакомимся с некоторыми из них.

Критические напряжения местной потери устойчивости при сжатии

Под действием равномерно распределенной сжимающей нагрузки (рис. 3.1), выпучивание прямоугольной пластинки происходит при критическом напряжении:

$$\sigma_{кр} = k_{\sigma} \frac{\pi^2 E \delta^2}{12(1 - \mu^4) b^2} \quad (3.3)$$

где b — ширина нагруженной стороны; δ — толщина пластинки; μ — коэффициент Пуассона. Для листов из стали, дуралюмина и других широко используемых металлов значение μ рекомендуется брать близким к среднему значению, равному 0,275 [20].

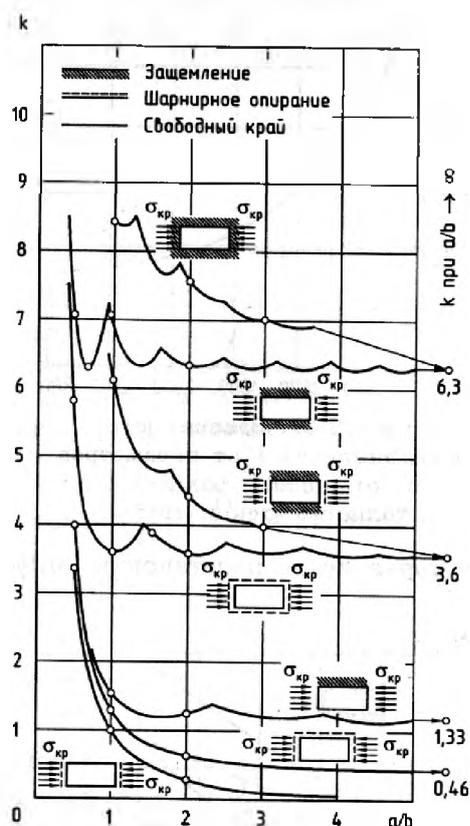


Рис. 3.2 Коэффициент k при различных условиях закрепления сжатой пластинки.

Тогда формула (3.3) приобретает удобный вид для расчета критических напряжений местной потери устойчивости элементов деталей, выполненных из металлов:

$$\delta_{кр} = \frac{kE}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2} \quad (3.4)$$

Значение k зависит от способа закрепления кромок пластинки и соотношения сторон a/b (график на рис. 3.2).

Для расчета критических напряжений местной потери устойчивости сжатого длинного тонкостенного цилиндра можно использовать следующую формулу:

$$\sigma_{кр} = \frac{kE}{\frac{R}{\delta}} \quad (3.5)$$

где величина k определяется соотношением радиуса кривизны к толщине стенки (см. рис. 3.3). При наличии кривизны критические напряжения стенки увеличиваются.

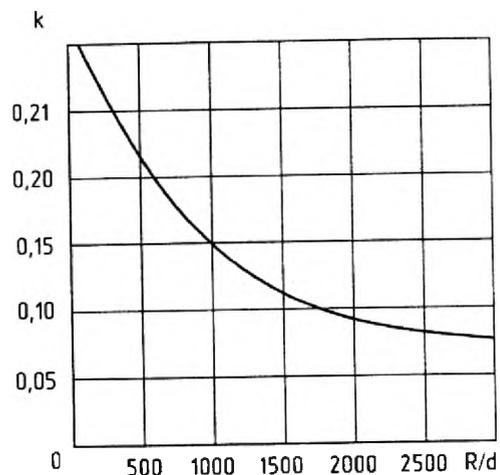


Рис. 3.3 Зависимость коэффициента k от геометрических параметров трубы.

Критические напряжения местной потери устойчивости при сдвиге

Для расчета критических касательных напряжений в плоских стенках, работающих на сдвиг, используют формулу, аналогичную (3.3):

$$\tau_{кр} = k_{\tau} \frac{\pi^2 E \delta^2}{12(1-\mu^2)b^2}, \quad \tau_{кр} = \frac{kE}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2} \quad \text{при} \quad 0,9k_{\tau} = k \quad (3.6)$$

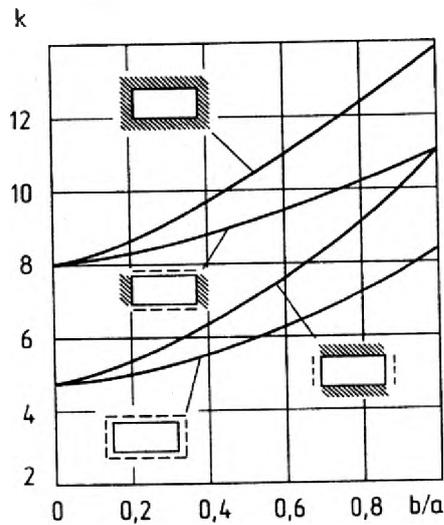


Рис. 3.4 Зависимость коэффициента k при различных условиях закрепления краев пластинки при сдвиге.

Критические напряжения местной потери устойчивости при кручении

Для расчета критических касательных напряжений при кручении круговых цилиндров и тонкостенных труб (D — диаметр трубы, l — длина трубы) можно

использовать следующие формулы [20]: если $\eta = \left(\frac{l}{D}\right)^2 / \frac{D}{\delta}$ то:

Для длинной оболочки $\eta > 4,27$:
$$\tau_{кр} = \frac{0,72E}{\sqrt{\left(\frac{D}{\delta}\right)^3}} \quad (3.7)$$

Для короткой оболочки $\eta < 4,27$:
$$\tau_{кр} = \frac{kE}{\left(\frac{D}{\delta}\right)^{1,25} \left(\frac{l}{D}\right)^{0,5}}$$

при $k = 0,94$ - для шарнирных кромок, $k = 1,03$ - для заделанных кромок.

Полые валы при кручении могут разрушаться вследствие потери устойчивости (выпучивания). Критические напряжения потери устойчивости

стенки полого вала зависят от отношений толщины стенки $\delta = \frac{D-d}{2}$ и длины

вала l к величине диаметра. Чем короче вал, тем выше его критические напряжения. Устойчивость вала также зависит от величины модуля упругости материала, из которого изготовлен вал.

Для определения величины допускаемых напряжений $[\tau]$ полого вала обычно используют графики, полученные в эксперименте. Существуют также эмпирические зависимости. Например, для вала, выполненного из дуралюмина, величина $[\tau]$ рассчитывается по формуле [30]:

$$[\tau] = 240 - 0,06 \frac{l}{D} - 0,035 \left(\frac{D}{\delta} \right)^2 \quad (3.8)$$

Задача расчета касательных напряжений при кручении некруглых деталей существенно упрощается, если они имеют тонкие стенки. В этом случае полагают, что по толщине стенки касательные напряжения распределены равномерно. Тогда их определяют по формуле Бредта [20]:

$$\tau = \frac{M_k}{2\omega \cdot \delta_{cm}} \quad (3.9)$$

Здесь δ_{cm} — толщина стенки в месте, где определяются напряжения; ω — площадь, ограниченная средней линией сечения (рис. 3.5).

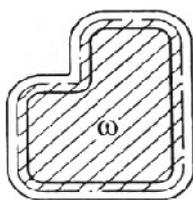


Рис. 3.5 Площадь, ограниченная средней линией контура.

Помимо параметров элементов регулярной зоны агрегата рассчитывают так же узлы, воспринимающие сосредоточенные силы. К ним относятся стыковочные узлы, кронштейны, оси навески агрегатов и т.п. Методики расчета этих деталей представлены в работах [19,20,24,26].

Проектирование деталей, работающих в условиях переменного нагружения, прежде всего связано с решением вопросов обеспечения их

усталостной прочности. Усталостная прочность деталей зависит от многих факторов. Проектируя агрегат или узел, конструктор должен учитывать все факторы. Что касается непосредственной работы конструктора над проектом детали, то наиболее широко распространенными являются следующие способы повышения усталостной прочности конструкции:

- 1) рациональный выбор марки материала;
- 2) улучшение характеристик усталости путем тщательного конструирования детали с целью уменьшения концентрации напряжений;
- 3) выбор рациональной технологии изготовления деталей и упрочнение их поверхности;
- 4) уменьшение уровня напряжений (увеличение площади сечений).

Первые три способа более предпочтительны. Они не требуют значительных затрат массы, которые неизбежны при уменьшении уровня напряжений.

Физические основы явлений усталости еще не настолько изучены, чтобы создать стройный расчет деталей на усталостную прочность. Некоторые приближенные методики представлены в работах [6,8,19,20,31,32]. Отсутствие основополагающих физических принципов заставляет идти по пути накопления экспериментальных данных, которые не всегда позволяют произвести достоверный расчет, тем более что данные, получаемые вследствие различия методики испытаний, несопоставимы и порой противоречивы. В этих условиях большое значение имеет понимание общих закономерностей усталостной прочности. Осмысленное проектирование, основанное на знании этих закономерностей, дает гораздо лучший результат, чем расчет, и позволяет избежать ошибок, которые в последующем пришлось бы исправлять, например приемами упрочняющей технологии.

В настоящее время в конструкции вертолетных агрегатов широко применяются полимерные композиционные материалы. Аналитические методики проектирования таких конструкции сложнее и требуют применения сложных математических вычислений. Оптимизация и расчет конструкции,

выполняемой из ПКМ, с учетом всех их свойств и характеристик из-за большого объема вычислений проводятся в специальных программных модулях *Laminate Modeler* или *Composite Analysis* прочностных программ типа *MSC.Patran/Nastran* или *Ansys Mechanical*.

Сложность проектирования деталей, выполняемых из композитов, обусловлена тем, что наряду с выбором форм и расчетом «метрических параметров сечений, конструктор должен найти структуру композита, которая была бы оптимальна к выбранной форме детали и наилучшим образом соответствовала направлению и величине внешних нагрузок. По сути, конструктор одновременно с проектированием детали должен заниматься проектированием материала. При выполнении курсового проекта в ряде случаев можно пользоваться упрощенными аналитическими методами расчета композитов [2,4,9,10]. В частности, если композит состоит из трех и более слоев однонаправленного материала с различными углами укладки, в первом приближении можно не учитывать влияние связующего на работу конструкции. В этом случае прочность слоев в пакете композита определяется разрушающими напряжениями вдоль волокон (это так называемая "нитяная" модель). На этом допущении построен метод расчета тонкостенных композитных авиационных конструкций [4,17,29,37]. Точные аналитические методы расчетов композитов и изделий из них даны в работах [28,35].

В решении задачи проектирования агрегата из ПКМ можно выделить два подхода. Первый и наиболее простой способ заключается в том, что конструктор заранее выбирает схему армирования композита (состав и количество слоев армирующего материала, толщину и ориентацию каждого слоя), основываясь на качественной оценке условий нагружения детали. Затем в обычном порядке по аналогии с расчетом деталей из металлов определяются средние по толщине композита напряжения от внешних нагрузок. Далее по средним напряжениям, используя физические соотношения механики композита, определяют напряжения в каждом слое и по наиболее нагруженному

судят о степени прочности всего материала в рассматриваемом сечении детали. Если расчетные методы не позволяют точно вычислить допускаемые напряжения композита, их определяют экспериментально, по результатам прочностных испытаний образцов.

Второй подход представляет собой решение обратной задачи. Заранее оговаривается только используемый материал и возможная схема ориентации его слоев. Необходимое количество и толщина слоев каждой ориентации определяется из условия равнопрочности, т.е. равенства расчетных напряжений допускаемым во всех слоях композита. По сути, решается задача обеспечения равнопрочности на уровне внутренней структуры материала и на уровне внешней геометрии детали. В каждом сечении детали определяется потребная суммарная толщина композита и оптимальное распределение слоев по толщине. Эта задача более трудная. Существуют частные решения для некоторых структур слоистых композитов, часто используемых в конструкции летательных аппаратов [17].

Рассмотрим задачу определения напряжений в слоях при известной структуре композита [35].

На рис. 3.6,а представлен элемент слоистого композита, по краям которого от внешних нагрузок действуют средние по толщине нормальные σ_x, σ_y и касательные τ_{xy} напряжения. Связь средних напряжений с напряжениями в слоях (рис. 3.6,б) и параметрами армирования композита определяются соотношениями:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \sum_{i=1}^k \bar{h}_i (\sigma_1^i \cos^2 \varphi_i + \sigma_2^i \sin^2 \varphi_i - \tau_{12}^i \sin 2\varphi_i), \\ \sigma_y &= \sum_{i=1}^k \bar{h}_i (\sigma_1^i \sin^2 \varphi_i + \sigma_2^i \cos^2 \varphi_i - \tau_{12}^i \sin 2\varphi_i), \\ \tau_{xy} &= \sum_{i=1}^k \bar{h}_i [(\sigma_1^i - \sigma_2^i) \sin \varphi_i \cos \varphi_i + \tau_{12}^i \cos 2\varphi_i]\end{aligned}\tag{3.10}$$

где $\bar{h}_i = h_i / h$ - относительная толщина i -го слоя.

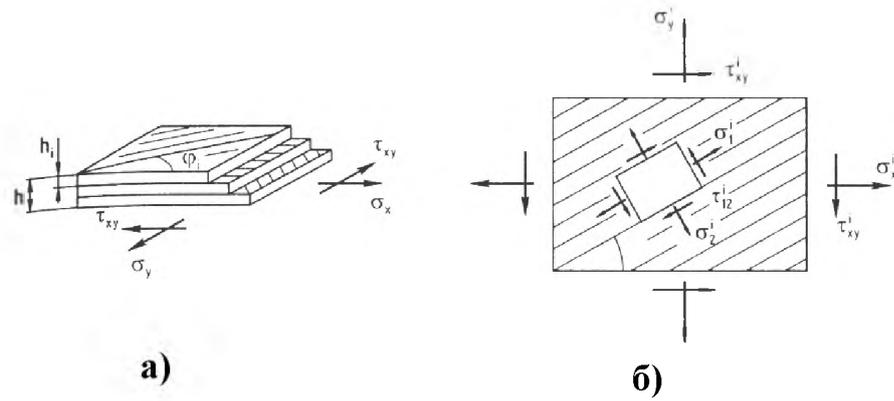


Рис. 3.6 Схема напряжений в слоистом композите: а — элемент слоистого композита; б — 1-й слой композита.

Если напряжения 1-го слоя выразить через деформации слоя:

$$\begin{aligned}
 \sigma_x &= B_{11}\varepsilon_x + B_{12}\varepsilon_y + B_{13}\gamma_{xy}, \\
 \sigma_y &= B_{21}\varepsilon_x + B_{22}\varepsilon_y + B_{23}\gamma_{xy}, \\
 \tau_{xy} &= B_{31}\varepsilon_x + B_{32}\varepsilon_y + B_{33}\gamma_{xy}
 \end{aligned}
 \tag{3.11}$$

где B_{ij} — жесткостные коэффициенты.

$$B_{11} = \sum_{i=1}^k \bar{h}_i \left(\bar{E}_1^i \cos^4 \varphi_i + 2\bar{E}_1^i \mu_{12}^i \sin^2 \varphi_i \cos^2 \varphi_i + \bar{E}_2^i \sin^4 \varphi_i + G_{12}^i \sin^2 2\varphi_i \right) \text{ и так далее...}$$

Здесь для каждого слоя: E_1 , E_2 — эффективные модули упругости вдоль и поперек армирующих волокон; G_{12} — модуль сдвига; μ_{12} — коэффициент Пуассона, характеризует сокращение размера поперек (вдоль) волокон при растяжении вдоль (поперек) волокон.

$$\bar{E}_{1,2}^i = \frac{E_{1,2}^i}{1 - \mu_{12}^i \mu_{21}^i}$$

В силу симметрии свойств материала слоя: $E_1 \mu_{12} = E_2 \mu_{21}$.

Решение уравнения (2.19) относительно деформаций всего пакета:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_x &= \frac{\sigma_x}{E_x} - \mu_{xy} \frac{\sigma_y}{E_y} + \frac{\eta_{x,xy}}{G_{xy}} \tau_{xy}, \\
 \varepsilon_y &= \frac{\sigma_y}{E_y} - \mu_{xy} \frac{\sigma_x}{E_x} + \frac{\eta_{x,xy}}{G_{xy}} \tau_{xy}, \\
 \gamma_{xy} &= \frac{\eta_{x,xy}}{G_{xy}} \sigma_x + \frac{\eta_{x,xy}}{G_{xy}} \sigma_y + \frac{\tau_{xy}}{G_{xy}}
 \end{aligned}
 \tag{3.12}$$

Здесь средние модули упругости пакета:

$$E_x = \frac{B}{B_{22}B_{33} - B_{23}^2}, \quad E_y = \frac{B}{B_{11}B_{33} - B_{13}^2}, \quad G_{xy} = \frac{B}{B_{11}B_{22} - B_{12}^2} \quad (3.13)$$

Средние коэффициенты Пуассона:

$$\mu_{xy} = \frac{B_{12}B_{33} - B_{13}B_{23}}{B_{11}B_{33} - B_{13}^2}, \quad \mu_{yx} = \frac{B_{12}B_{33} - B_{13}B_{23}}{B_{22}B_{33} - B_{23}^2}$$

Средние коэффициенты влияния:

$$\eta_{x,xy} = \eta_{xy,x} = \frac{B_{12}B_{23} - B_{22}B_{13}}{B_{11}B_{22} - B_{12}^2}, \quad \eta_{y,xy} = \eta_{xy,y} = \frac{B_{12}B_{13} - B_{11}B_{23}}{B_{11}B_{22} - B_{12}^2}$$

$$B = B_{33}(B_{11}B_{22} - B_{12}^2) + 2B_{12}B_{13}B_{23} - B_{11}B_{23}^2 - B_{22}B_{13}^2$$

Для расчета напряжений в слоях требуется связь деформаций каждого слоя в координатной системе 1, 2, ориентированной по направлению армирующих волокон, со средними деформациями пакета $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}$ в координатах x и y . Она определяется соотношениями:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1^i &= \varepsilon_x \cos^2 \varphi_i + \varepsilon_y \sin^2 \varphi_i + \gamma_{xy} \sin \varphi_i \cos \varphi_i, \\ \varepsilon_2^i &= \varepsilon_x \sin^2 \varphi_i + \varepsilon_y \cos^2 \varphi_i - \gamma_{xy} \sin \varphi_i \cos \varphi_i, \\ \gamma_{12}^i &= (\varepsilon_y - \varepsilon_x) \sin 2\varphi_i + \gamma_{xy} \sin 2\varphi_i \end{aligned} \quad (3.14)$$

Напряжения слоя в координатной системе, связанной с направлением армирования, при известных деформациях слоя определяются законом Гука:

$$\sigma_1^i = \bar{E}_1^i(\varepsilon_1^i + \mu_{12}^i \varepsilon_2^i), \quad \sigma_2^i = \bar{E}_2^i(\varepsilon_2^i + \mu_{21}^i \varepsilon_1^i), \quad \tau_{12}^i = G_{12}^i \gamma_{12}^i$$

Зависимости (3.11-3.13) соответствуют общему случаю анизотропии материала, т.е. такому случаю, когда касательные напряжения вызывают удлинения, а нормальные напряжения — деформацию сдвига.

На практике обычно используют симметричную схему армирования.

В этом случае равенства (3.11) и (3.12) принимают вид:

$$\sigma_x = B_{11}\varepsilon_x + B_{12}\varepsilon_y, \quad \sigma_y = B_{21}\varepsilon_x + B_{22}\varepsilon_y, \quad \tau_{xy} = B_{33}\gamma_{xy} \quad (3.15)$$

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E_x} - \mu_{xy} \frac{\sigma_y}{E_y}, \quad \varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E_y} - \mu_{yx} \frac{\sigma_x}{E_x}, \quad \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G_{xy}} \quad (3.16)$$

Средние упругие постоянные материала для этого случая:

$$E_x = \frac{B_{11}B_{22} - B_{12}^2}{B_{22}}, \quad E_y = \frac{B_{11}B_{22} - B_{12}^2}{B_{11}}, \quad G_{xy} = B_{33} \quad (3.17)$$

Представленные соотношения позволяют определить прочность слоистого композита. Расчет ведется по следующему алгоритму:

1) по заданным свойствам слоев и параметрам структуры материала находятся коэффициенты B_{ij} , входящие в равенства;

2) по формулам (3.13) определяются упругие постоянные $E_x, E_y, G_{xy}, \mu_{xy}, \mu_{yx}$;

3) по закону Гука для пакета находятся средние деформации $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}$;

4) по деформациям $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}$ с помощью равенств (3.14) вычисляются деформации во всех слоях $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \gamma_{12}$;

5) по закону Гука для слоя определяются напряжения в слоях $\sigma_1, \sigma_2, \tau_{12}$;

Вычисленные значения напряжений в каждом слое сравниваются с допускаемыми напряжениями однонаправленного материала $[\sigma_1], [\sigma_2], [\tau_{12}]$, из которого эти слои образованы. Величины допускаемых напряжений определяют по результатам испытаний образцов однонаправленных композитов или их вычисляют по формулам микромеханики композита. Существуют различные критерии оценки прочности композита. Наиболее часто применяется упрощенный критерий:

Для однонаправленных ПКМ должна обеспечиваться:

$$\text{- прочность вдоль волокна: } \frac{\sigma_{1_i}^2}{[\sigma_1]^2} - 1 \leq 0, \quad (3.18)$$

$$\text{- прочность связующего: } \left(\frac{\sigma_2^i}{[\sigma_2]} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}^i}{[\tau_{12}]} \right)^2 - 1 \leq 0 \quad (3.19)$$

Для ПКМ из тканых армирующих материалов для обеспечения прочности может использоваться критерий Цая:

$$\frac{(\sigma_1^i)^2}{[\sigma_1]^2} - \frac{\sigma_1^i \sigma_2^i}{[\sigma_1][\sigma_2]} + \frac{(\sigma_2^i)^2}{[\sigma_2]^2} + \frac{(\tau_{12}^i)^2}{[\tau_{12}]^2} \leq 1 \quad (3.20)$$

Завершающим этапом проектировочного расчета является определение веса составляющих деталей и частей агрегата и сведение весовых данных в сводную таблицу где определяется ориентировочный вес проектируемого агрегата с учетом крепежа.

3.5 Поверочный расчет на прочность агрегата

После проектировочного расчета обязательно проводят поверочный прочностной расчет агрегата с определением и оценкой запасов прочности в расчетных сечениях.

Для оценки запасов прочности использовались следующие критерии:

- для металлических материалов – критерий *Von Mises* (Ван Мизеса) [33]:

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (3.21)$$

где: σ – нормальные напряжения, действующие в критическом сечении элемента конструкции; τ – нормальные напряжения, действующие в критическом сечении элемента конструкции; $[\sigma]$ – предел прочности материала.

Запас прочности: $\eta = \frac{\sigma_{эkv}}{[\sigma]} \geq 1.$ (3.22)

- для композиционных материалов и трехслойных панелей с обшивками из композиционных материалов – критерий *TSAI-WU* (Цая-Бу) [28]:

$$F_1 \cdot \sigma + F_2 \cdot \sigma^2 + F_3 \cdot \tau^2 \leq 1, \quad (3.23)$$

где: $F_1 = \frac{1}{\sigma_p} + \frac{1}{\sigma_{сж}}$, $F_2 = -\frac{1}{\sigma_p \cdot \sigma_{сж}}$, $F_3 = \frac{1}{\tau_{ср}^2}$

σ_p – предел прочности материала на растяжение;

$\sigma_{сж}$ – предел прочности материала на сжатие;

$\tau_{ср}$ – предел прочности материала на срез.

После проектировочного расчета в пояснительной записке проекта должен быть представлен алгоритм проектировочного расчета и результаты вычислений. При этом следует определить запас прочности каждого элемента конструкции агрегата. Необходимо привести значение погонной массы конструкции поперечных сечений агрегата.

3.6 Применение САПР и прочностных пакетов на основе МКЭ в расчетах на прочность

Для агрегатов, имеющих сложную форму, большое число нерегулярных зон, мест приложения сосредоточенных нагрузок, решение задачи оптимального проектирования возможно лишь с помощью систем автоматизированного проектирования (САПР) на мощных компьютерах и прочностных пакетов с применением метода конечных элементов (МКЭ).

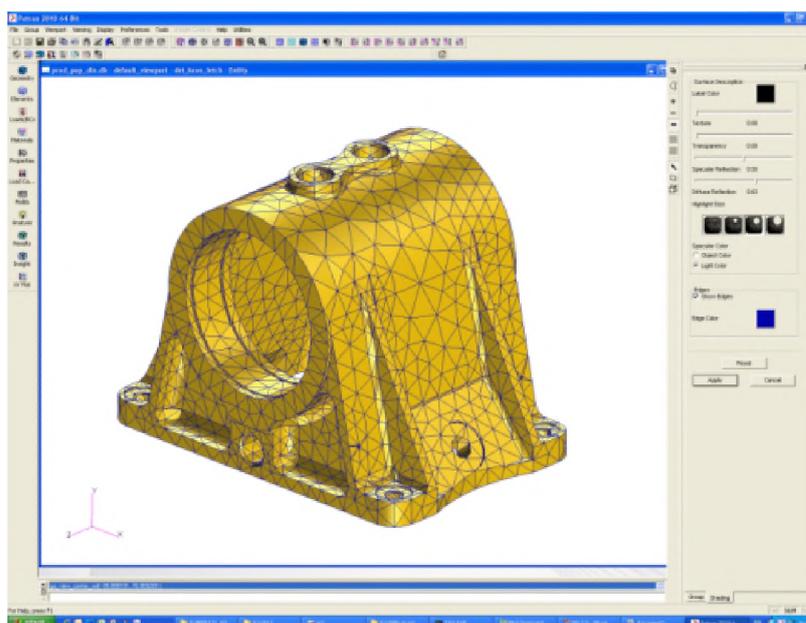
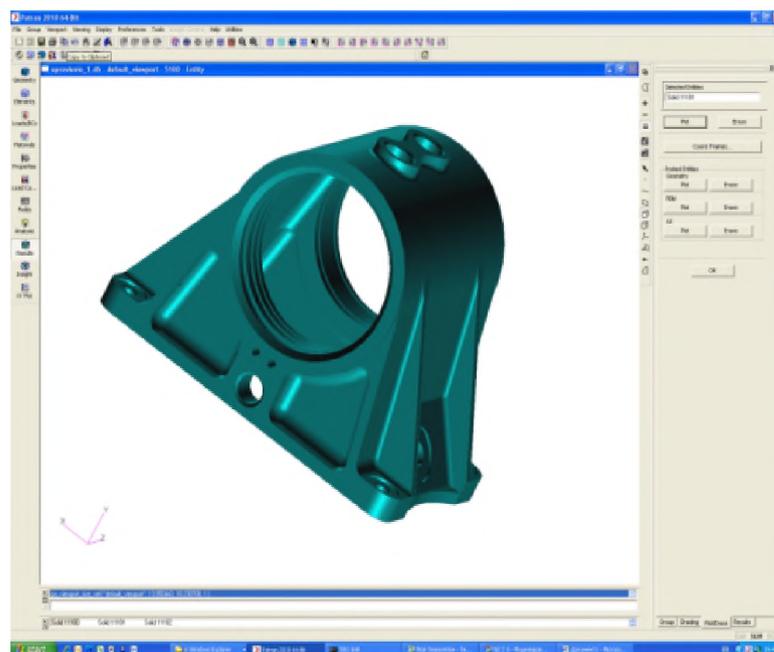


Рис. 3.7 Создание 3D модели и сетки КЭ сложного кронштейна.

Проектирование в САПР основано на создании твердотельных 3D моделей и глубокой проработкой конструкции агрегата (см. рис. 3.7). Программы САПР высокого уровня с использованием прочностных модулей располагают возможностями не только для расчета конструкции агрегата, но и для отыскания ее оптимального варианта. Оптимальным является вариант, отвечающий всем предъявляемым требованиям и имеющий минимальные значения определенных показателей, таких как вес, площадь поверхности, объем, напряжения, собственные частоты и т. п. Обычно в теории оптимального проектирования конструкций при использовании САПР предполагается, что внешние нагрузки, условия закрепления и свойства материала конструкции известны точно. Таким образом, определение оптимальных форм упругих конструкций сводится к решению нелинейных краевых задач для систем дифференциальных уравнений. Методы оптимизации обеспечивают оптимизацию целевой функции путем варьирования входных геометрических параметров 3D модели. Нелинейность задач сильно ограничивает возможность применения известных аналитических методов. В качестве главного параметра оптимизации (целевой функции) при решении оптимизационной задачи может выступать:

- 1) Показатель массы (задача о проектировании конструкции минимальной массы);
- 2) Стоимостной показатель (задача о проектировании конструкции минимальной стоимости);
- 3) Показатель максимального ресурса (задача о проектировании безопасной в эксплуатации конструкции).

Критериями оптимизации могут быть:

- 1) *Критерий равнопрочности конструкции* – из всех конструкций, воспринимающих данную нагрузку и изготовленных из заданного материала, минимальной массой обладает та, для которой напряженное состояние в каждой точке принадлежит поверхности разрушения: $\sigma_B = \sigma_i$, где σ_i - обобщенное напряжение, МПа, т.е. равенства расчетных напряжений допусжаемому .

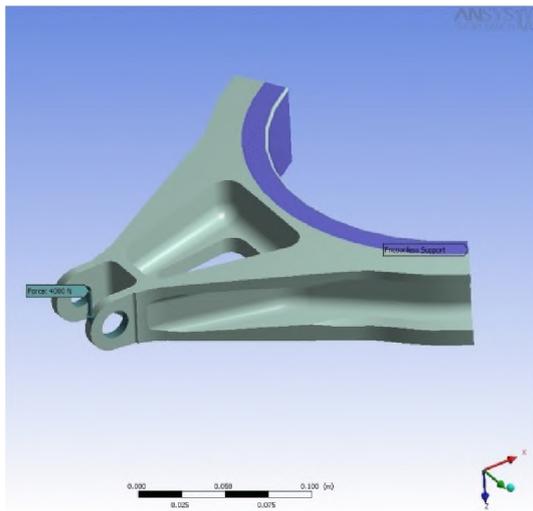
2) *Критерий минимальной потенциальной энергии деформации конструкции* – из условия постоянства удельной энергии деформации в каждой точке конструкции, определяет конструкцию максимальной жесткости.

Выбор той или иной математической модели оптимизационной задачи проектирования агрегата зависит от того, как структура целевой функции и ограничения зависят от искомых параметров. Наиболее простым методом, позволяющим построить алгоритм последовательной безусловной минимизации для задач проектирования конструкций, является *метод штрафных функций*. Идея метода заключается в сведении задачи на условный минимум при наличии ограничений к решению последовательности задач поиска безусловного минимума вспомогательных функций без ограничений. В качестве ограничений могут выступать геометрические, кинематические, весовые, частотные, ресурсные и другие параметры модели (см. рис. 3.8).

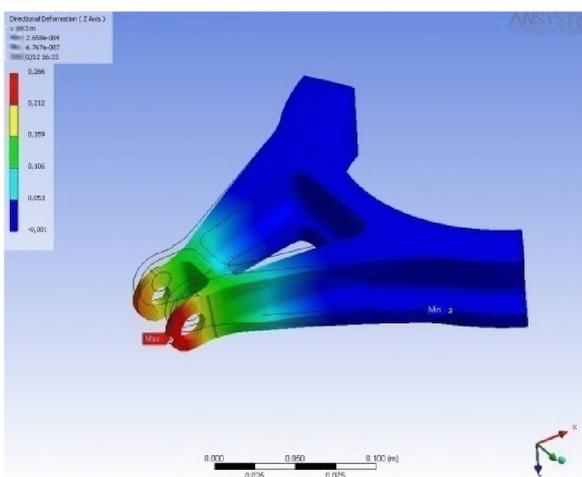
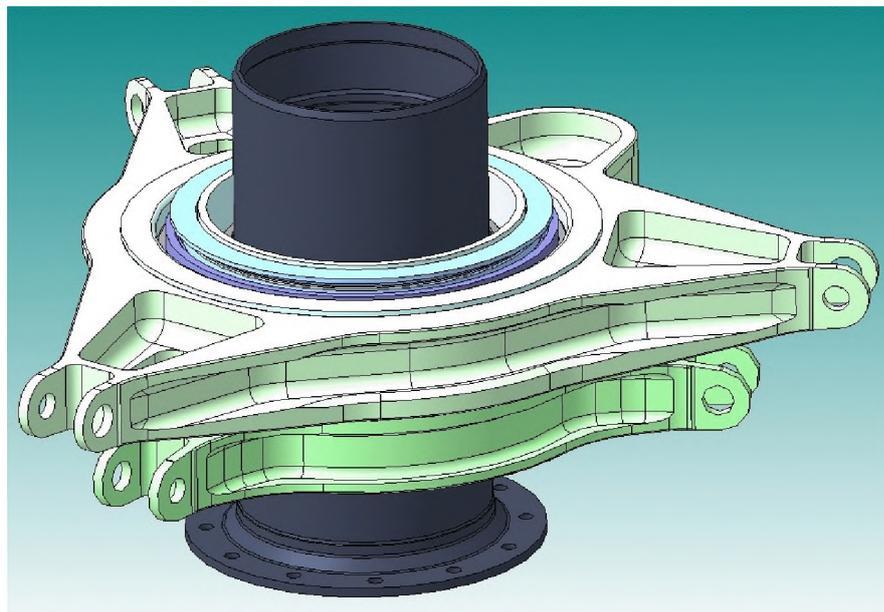
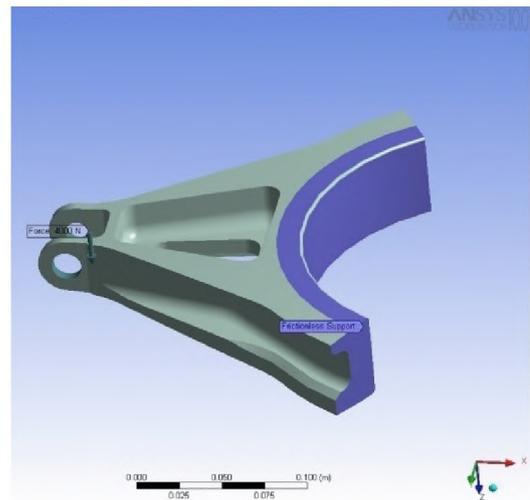
Применение ПКМ значительно усложняет оптимизационную задачу, т.к. при проектировании конструктор руководствуется не только критерием максимальной весовой отдачи, но и дополнительными требованиями норм летной годности, продиктованными безопасностью эксплуатации вертолета.

Одними из наиболее распространенных на сегодняшний день расчетным методом определения НДС объекта исследования при его нагружении, являются метод конечных элементов. Как ни разнообразны задачи, которые можно решать с помощью программ МКЭ, в их решении всегда можно выделить такие этапы:

1. Создание или транслирование 3D модели в прочностную программу;
2. Разбиение 3D модели сеткой конечных элементов (КЭ) и построение конечно-элементной модели (КЭМ);
3. Описание свойств материалов и сортамента, используемых в конструкции;
4. Задание КЭ свойств материалов и сортамента;
5. Создание вариантов нагружения и закрепления КЭМ;
6. Проведение расчета;
7. Изучение результатов расчета (постпроцессорная обработка).



a)



б)

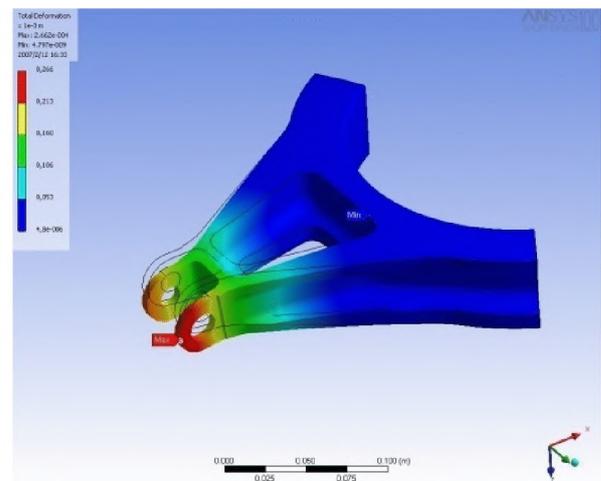


Рис. 3.8 Пример расчета напряженно-деформированного состояния автомата перекоса вертолета в *CosmosWorks*: а - нагружение модели; б- картина НДС модели.

На рис. 3.9 - 3.15 показаны примеры применения САПР типа *Catia V5* и прочностного пакета *MSC. Patran/Nastran* при проектировании и расчете напряженно-деформированного состояния (НДС) некоторых агрегатов из металлических сплавов. На рис. 3.16 показано применение *MSC. Patran/Nastran* при моделировании и расчете агрегата из слоистых ПКМ.

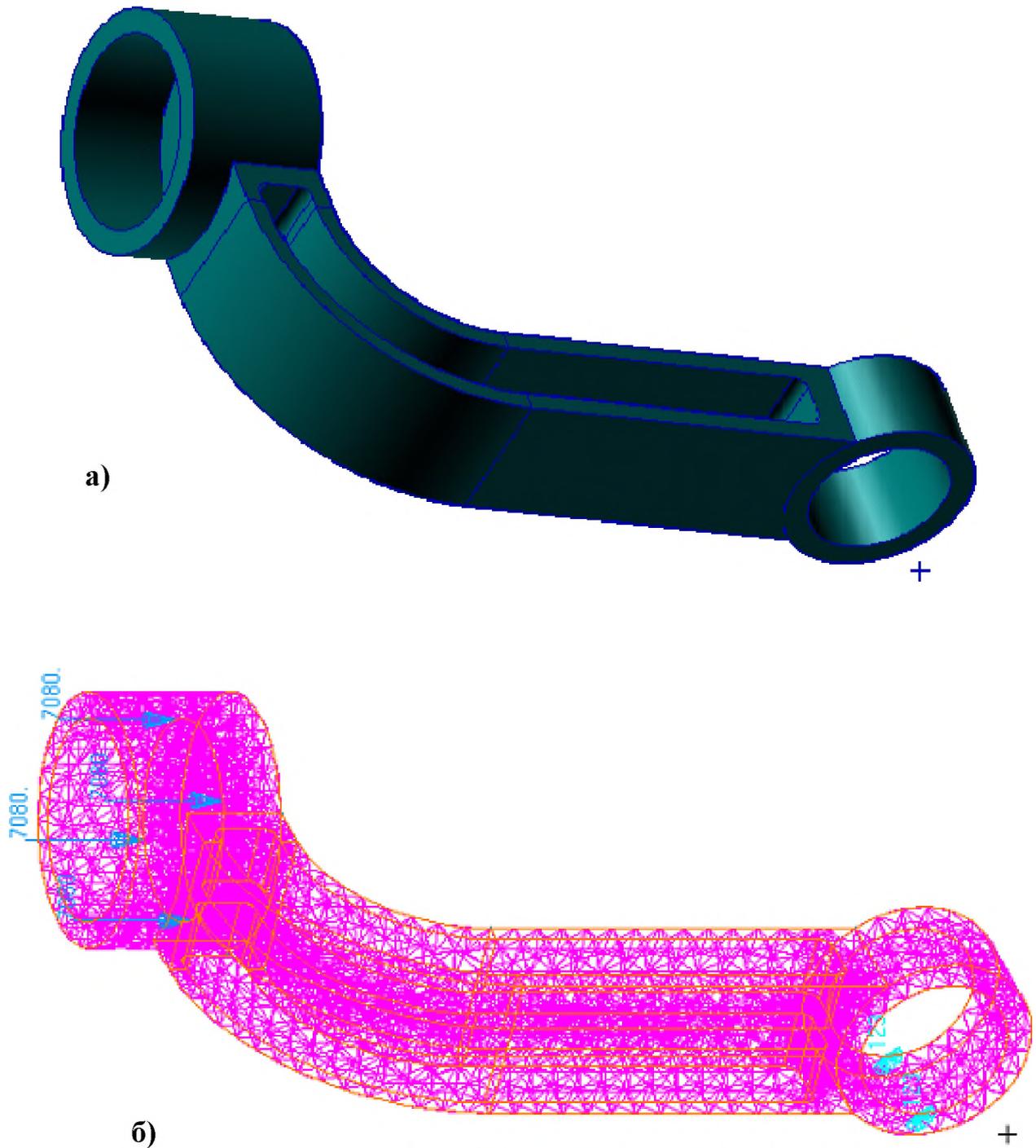


Рис. 3.9 Модель балки шасси (а) и ее КЭ модель (б) в *MSC. Patran*.

MSC.Patran 2001 r3 20-May-02 12:43:24

Fringe: SC1:DEFAULT, A1:Static Subcase: Stress Tensor, -(NON-LAYERED) (VONM)

Deform: SC1:DEFAULT, A1:Static Subcase: Displacements, Translational

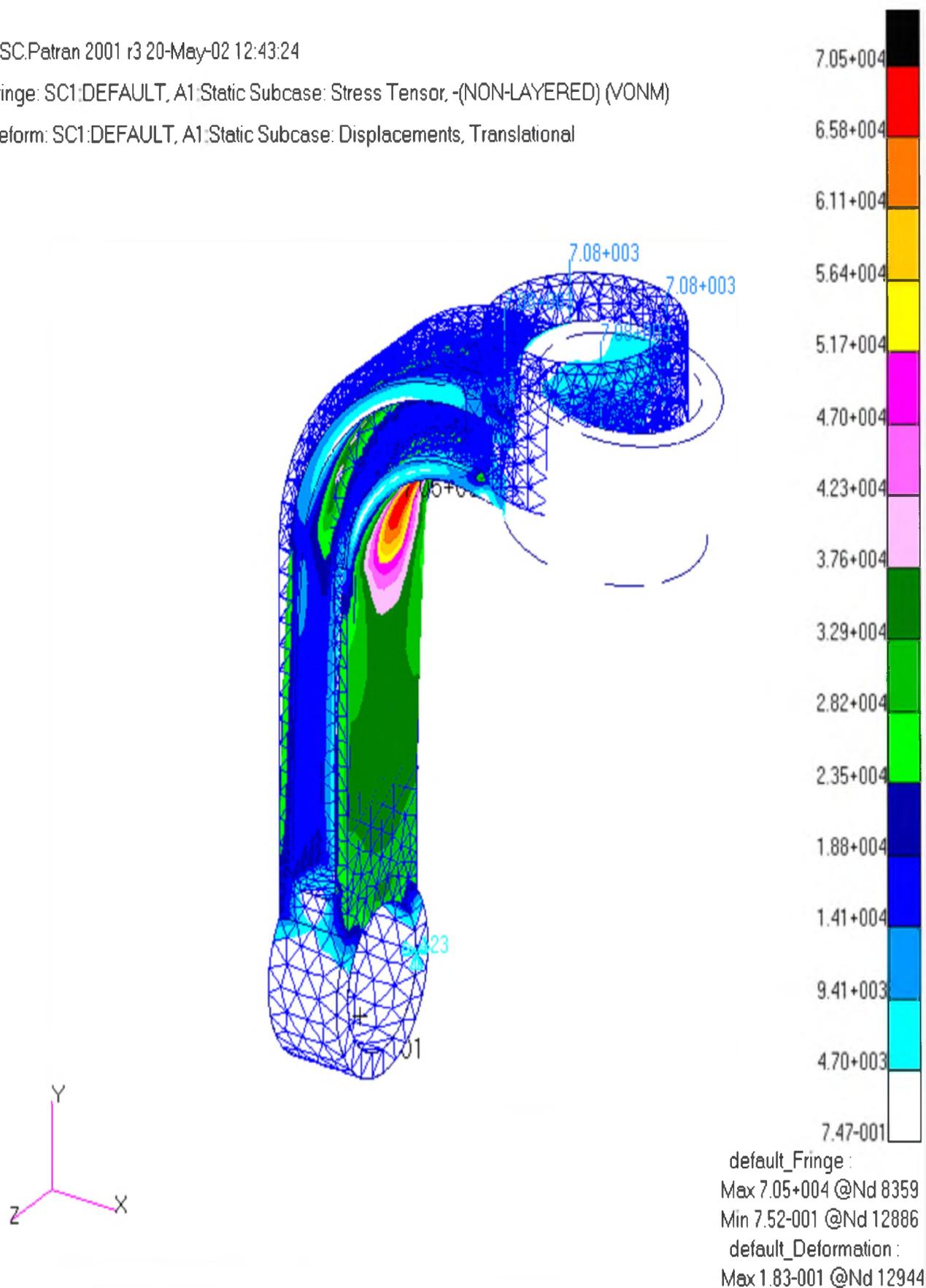
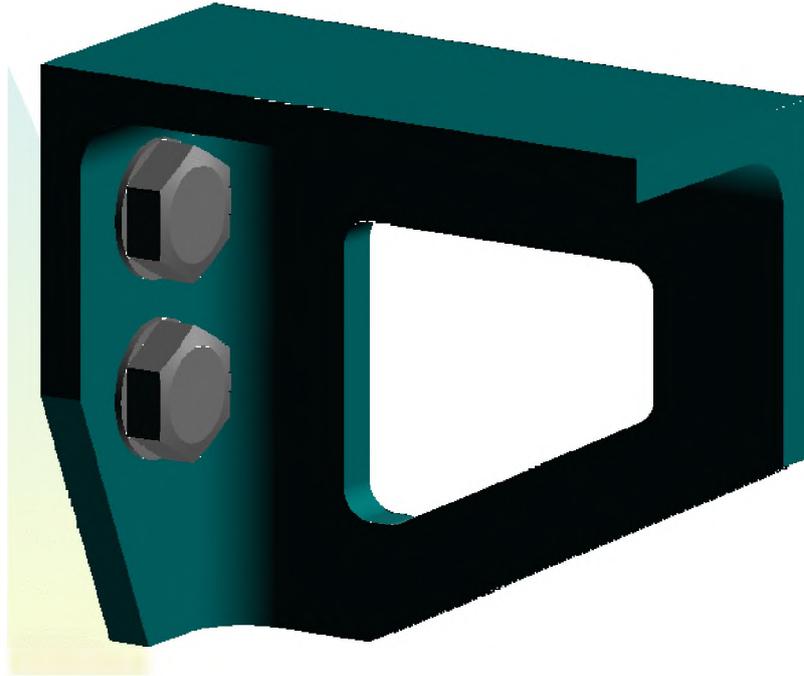
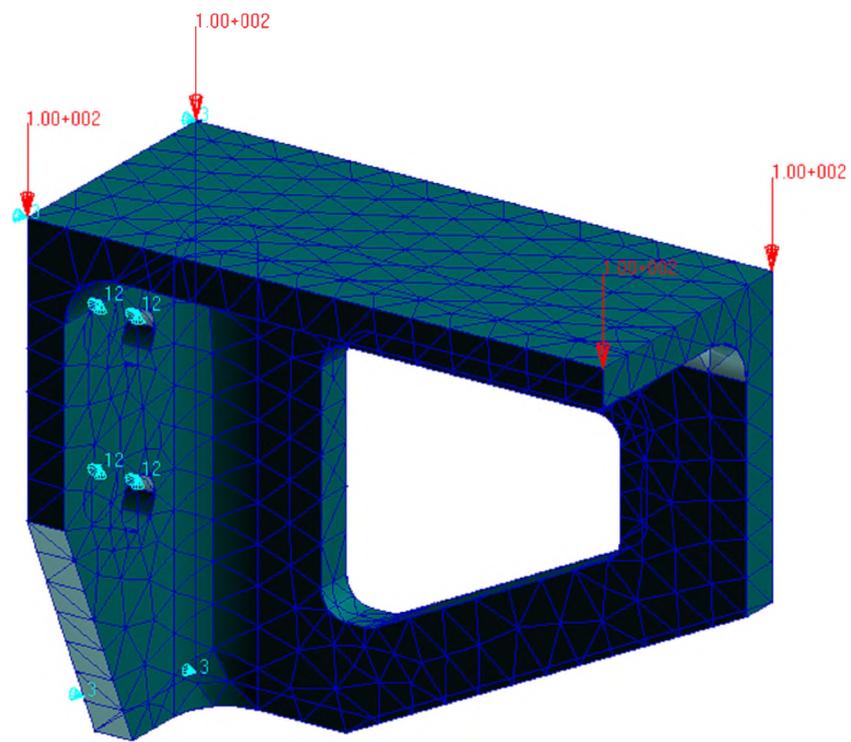


Рис. 3.10 Определение НДС балки шасси в *MSC. Patran/Nastran*.



a)



б)

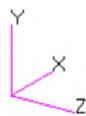


Рис. 3.11 Модель силового кронштейна (а) и его КЭ модель с нагружением и закреплением (б) в *MSC. Patran*.

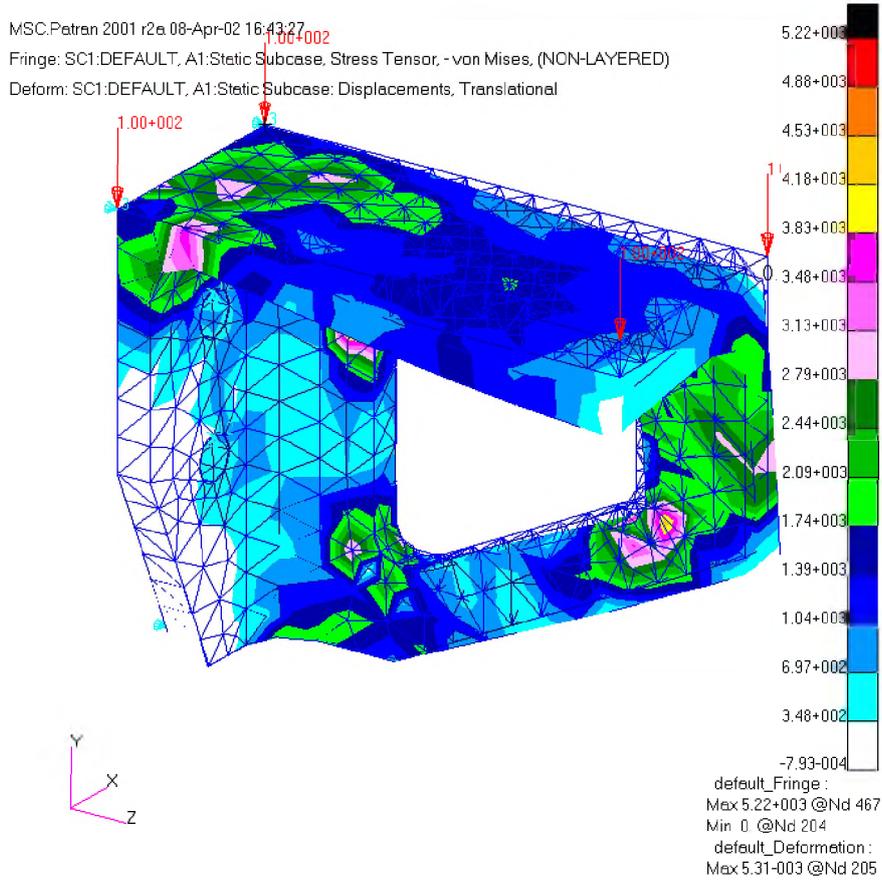
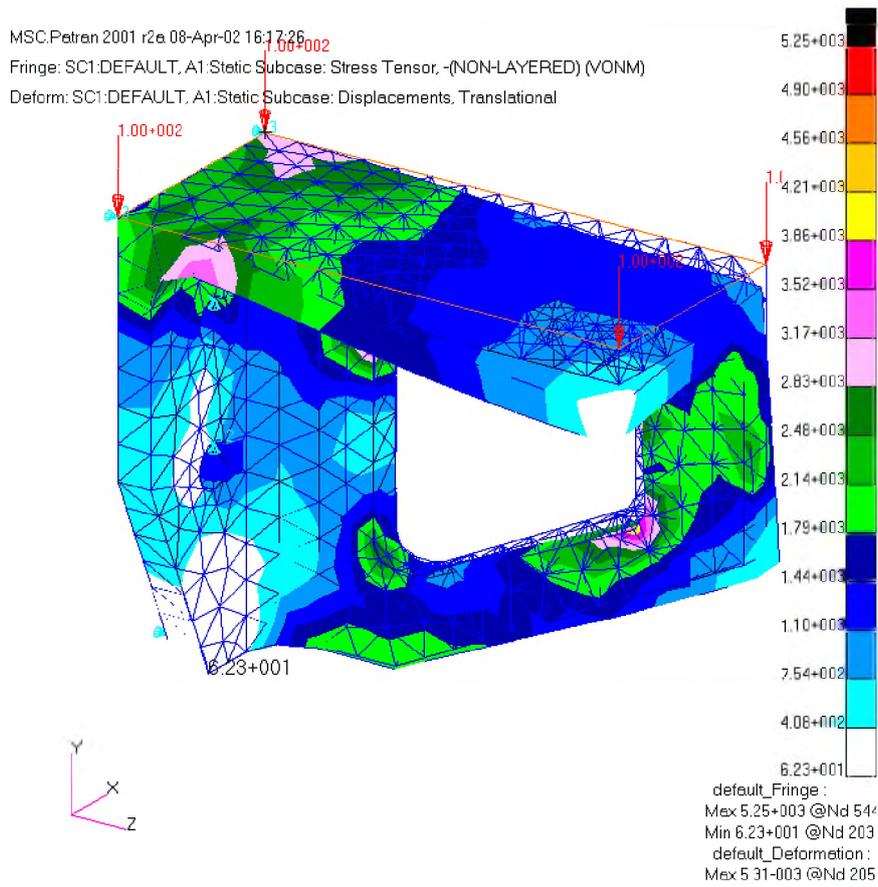
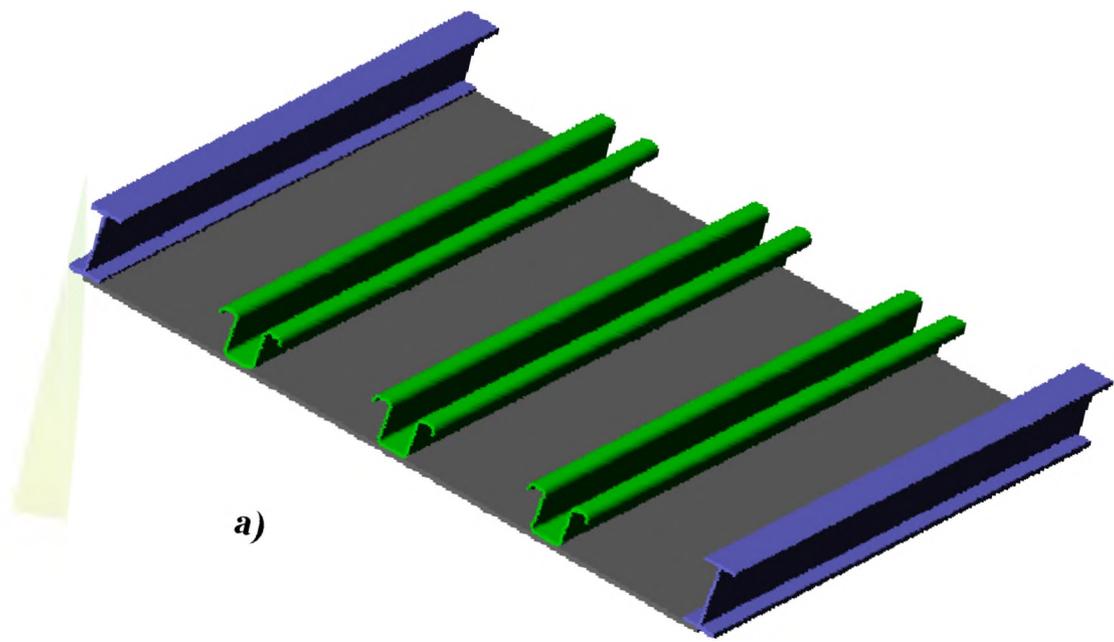
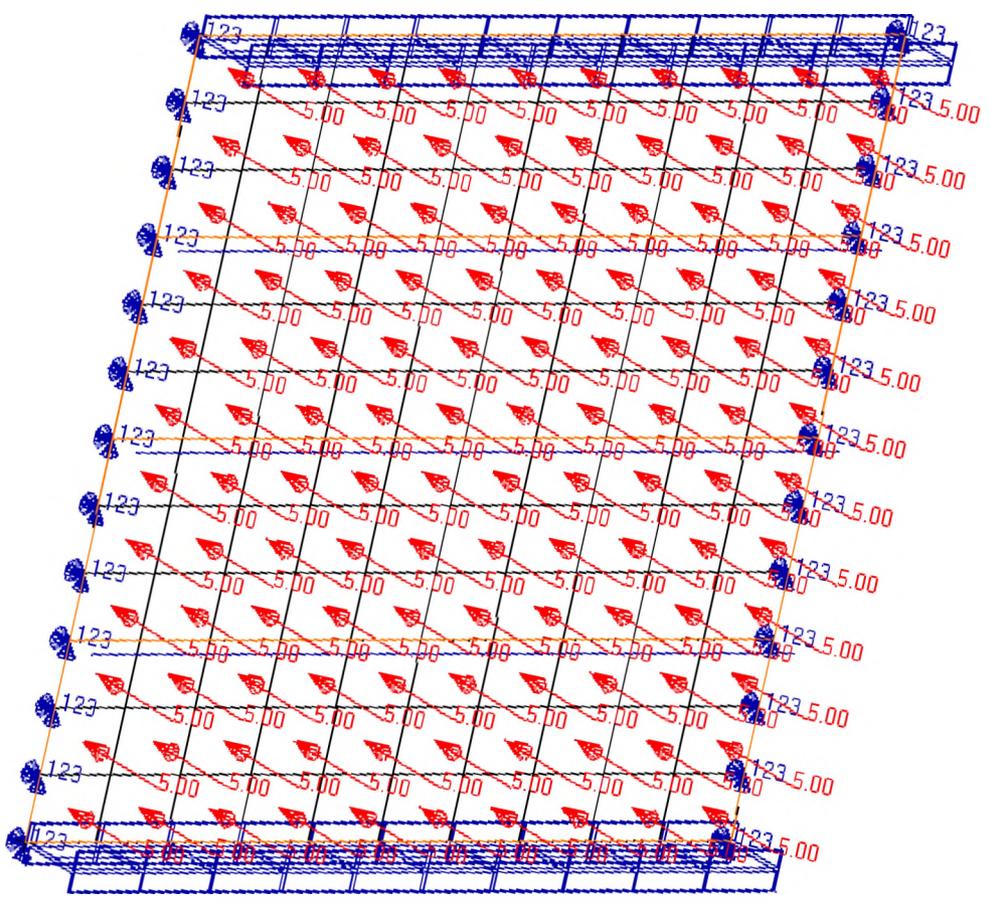


Рис. 3.12 Определение НДС силового кронштейна в *MSC. Patran/Nastran*.



a)



б)

Рис. 3.13 Модель панели фюзеляжа (а) и его КЭ модель с нагружением и закреплением (б) в MSC. Patran.

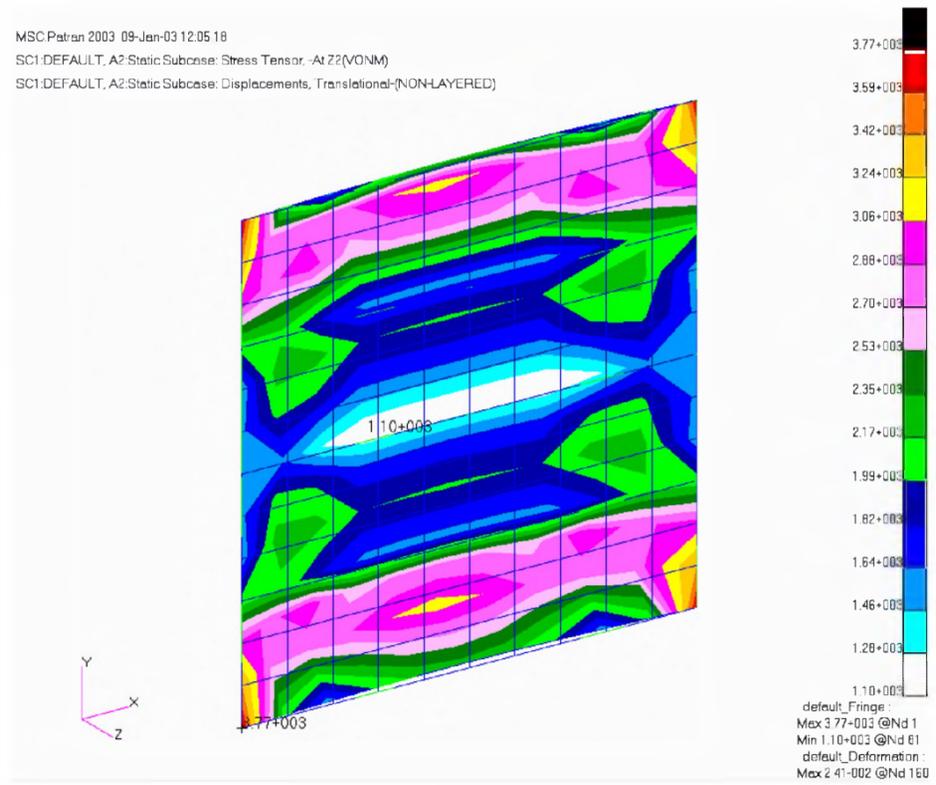
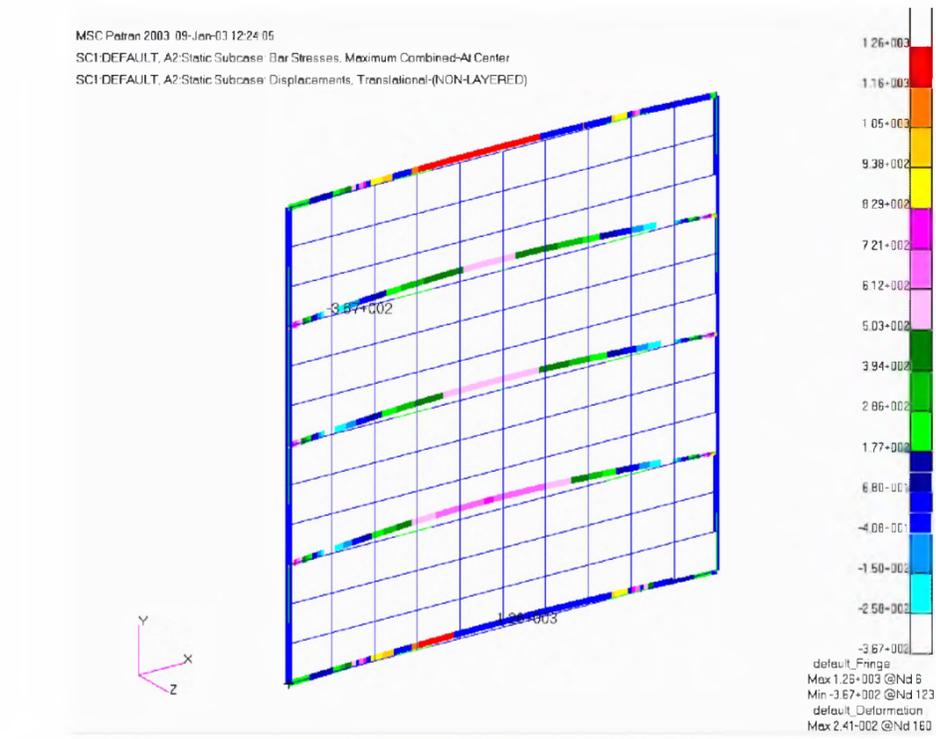
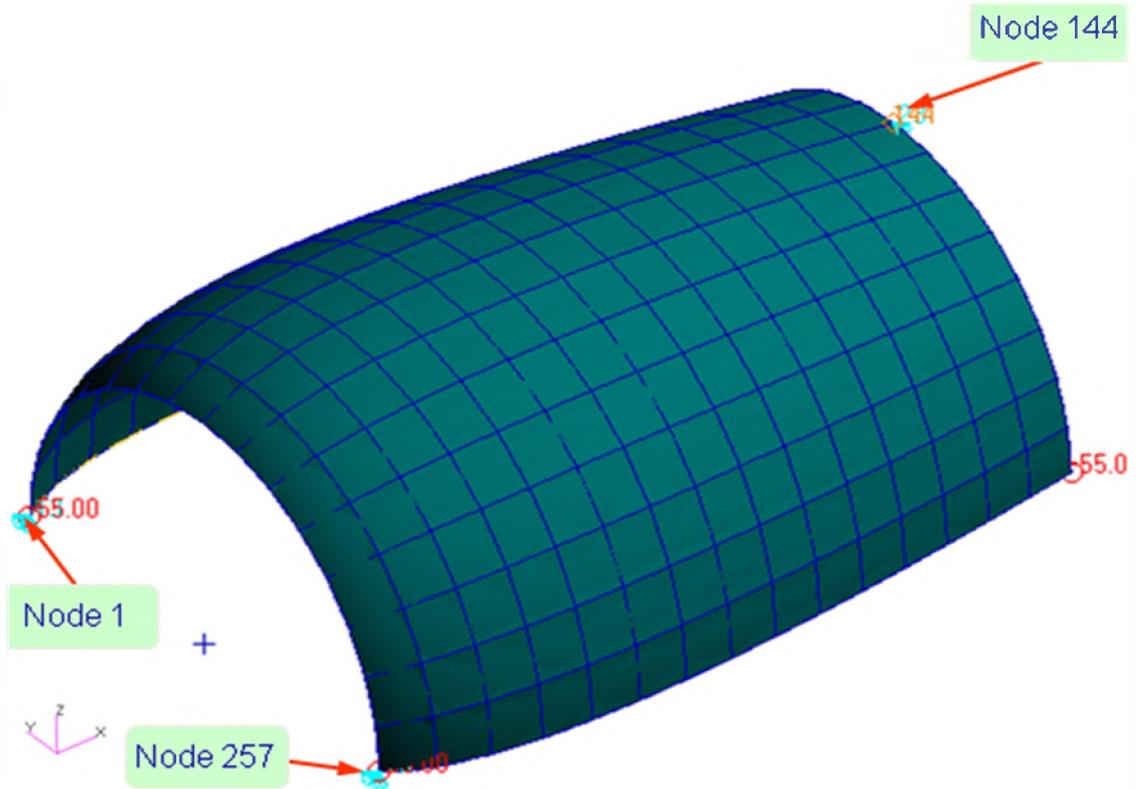


Рис. 3.14 Определение НДС панели фюзеляжа в *MSC. Patran/Nastran*.



MSC.Patran 2003 r2 08-Sep-03 15:25:57
 SC1:DEFAULT, A1:Static Subcase: Stress Tensor, -Layer 1(VONM)
 Deform:SC1:DEFAULT, A1:Static Subcase, Displacements, Translational, (NON-LAYERED)

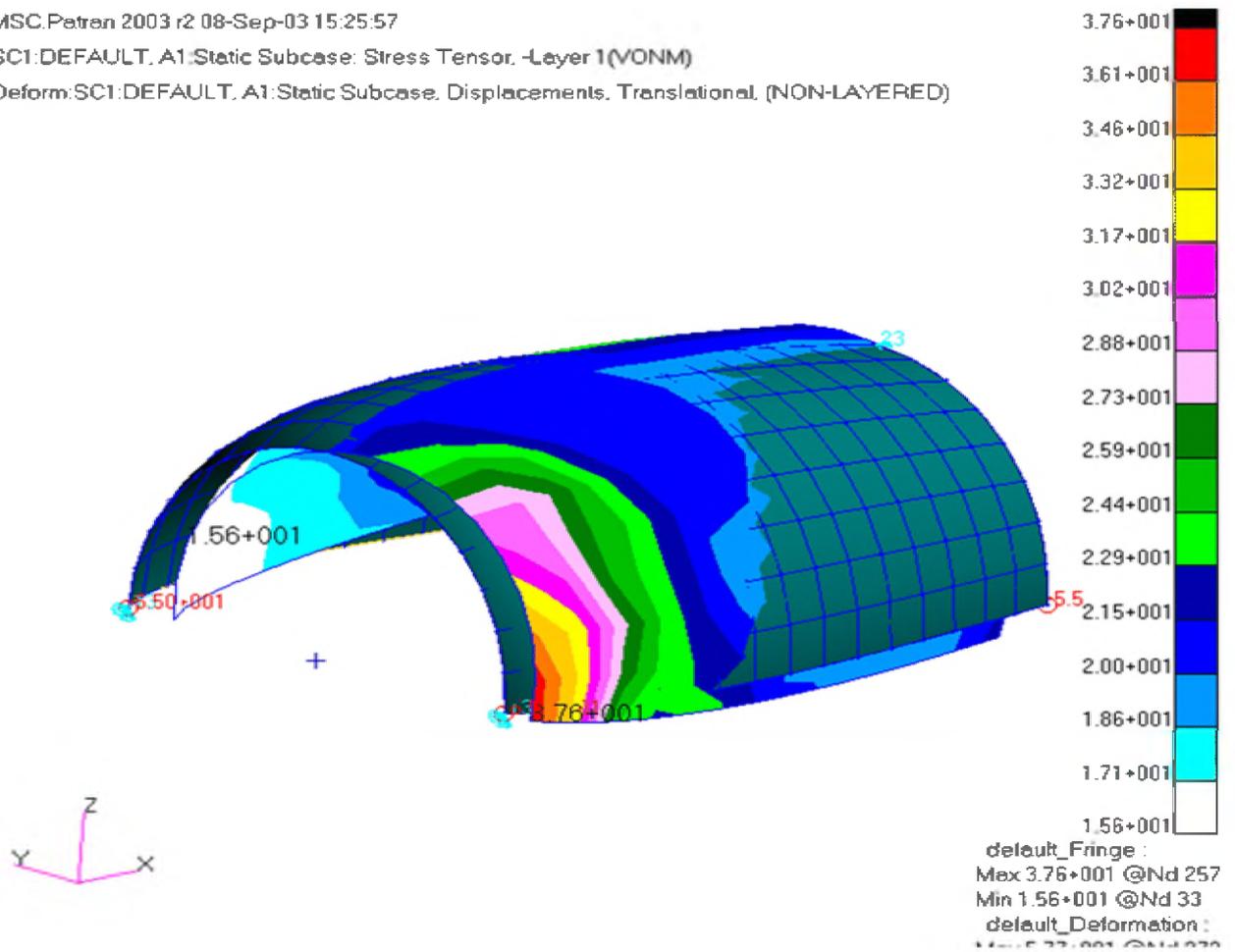


Рис. 3.15 Определение НДС обтекателя в *MSC. Patran/Nastran*.

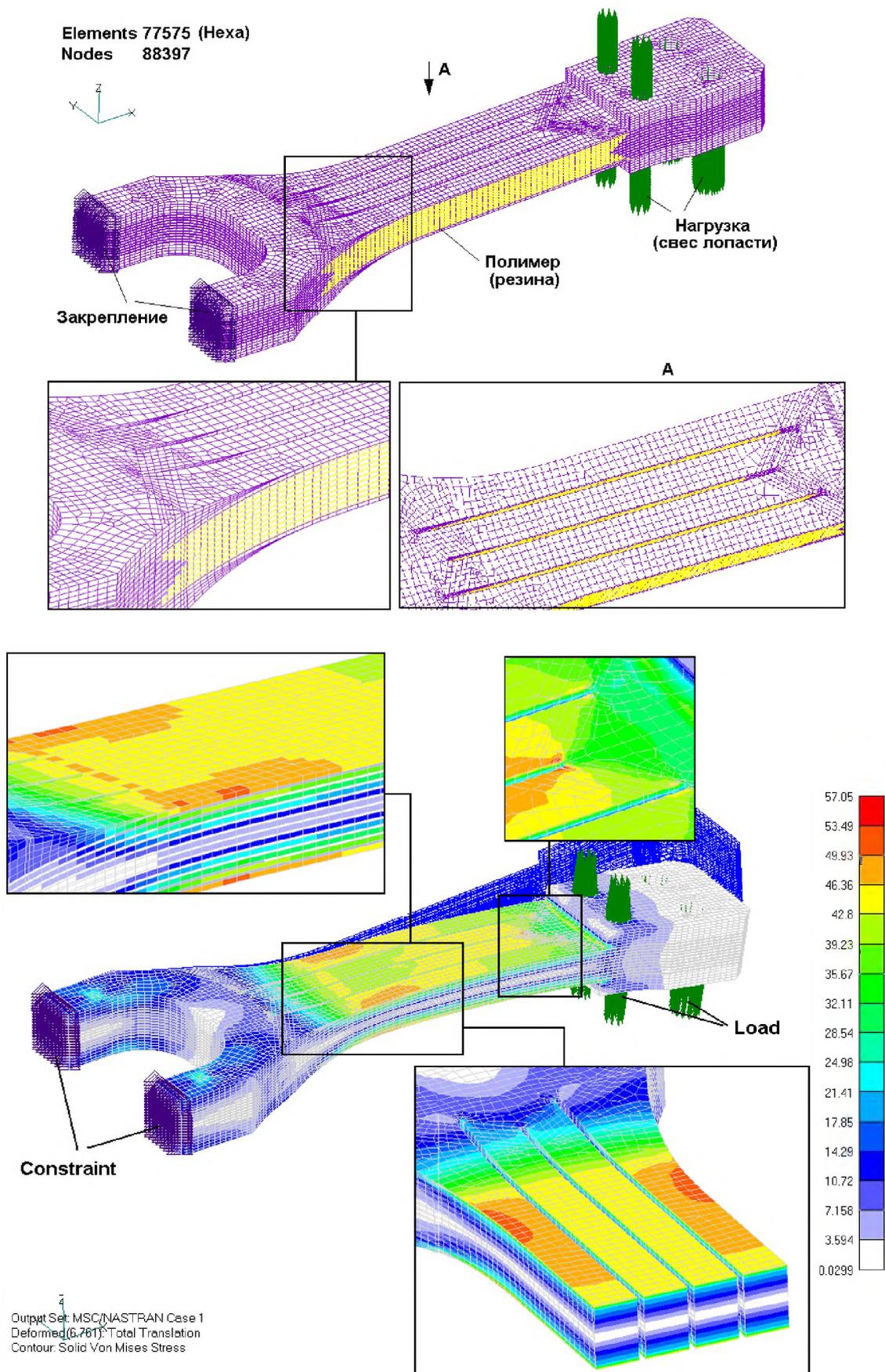


Рис. 3.16 Определение НДС торсиона втулки НВ в *MSC. Patran Nastran*.

Некоторые модули приложения программы *Ansys* такие как *Ansys CFD* и *Ansys Fluent* позволяют проводить на основе МКЭ задачи динамики жидкостей и газов, тем самым определяя нагружение деталей и частей агрегатов при работе или аэродинамическом обтекании в полете (см. рис. 3.17- 3.18).

ANSYS

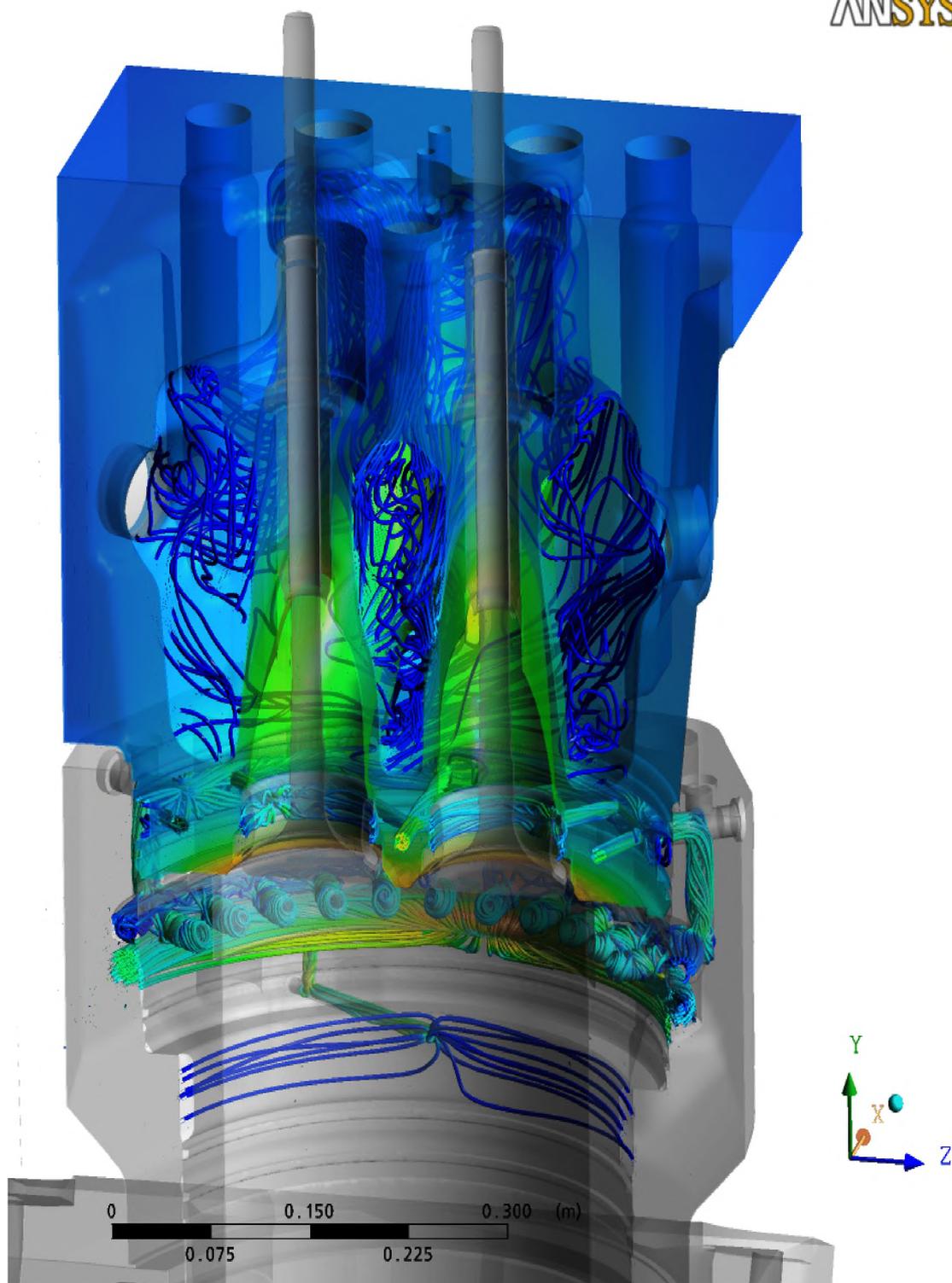
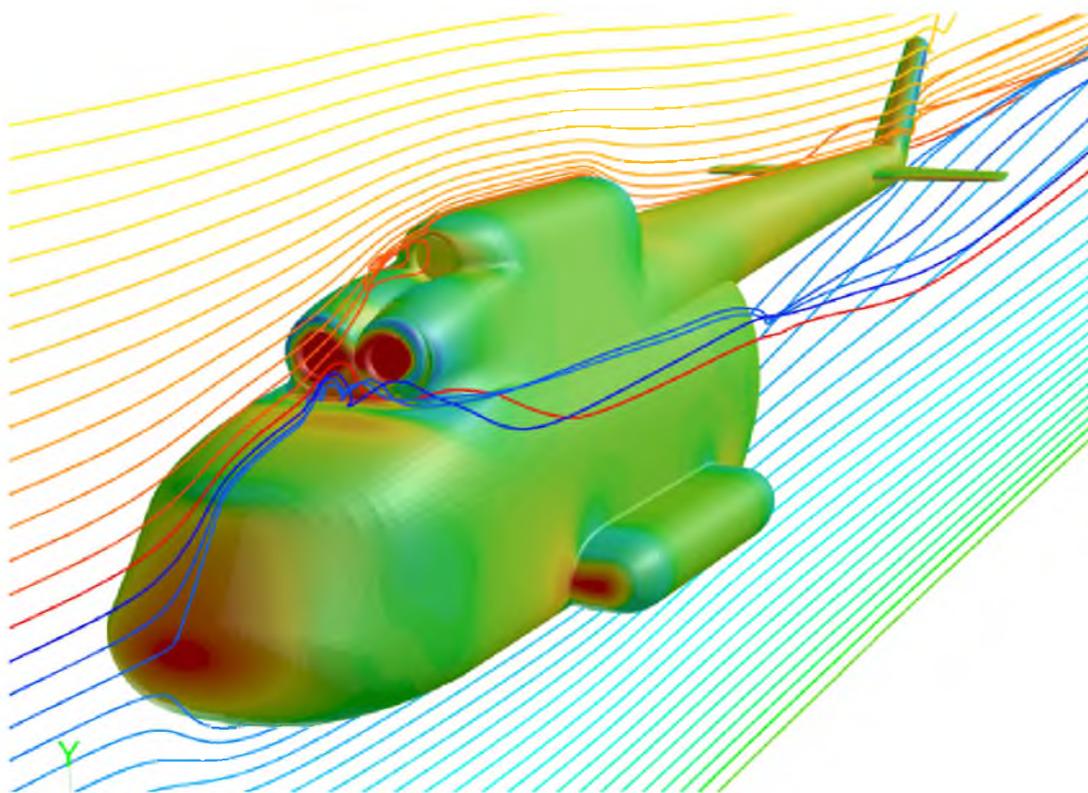
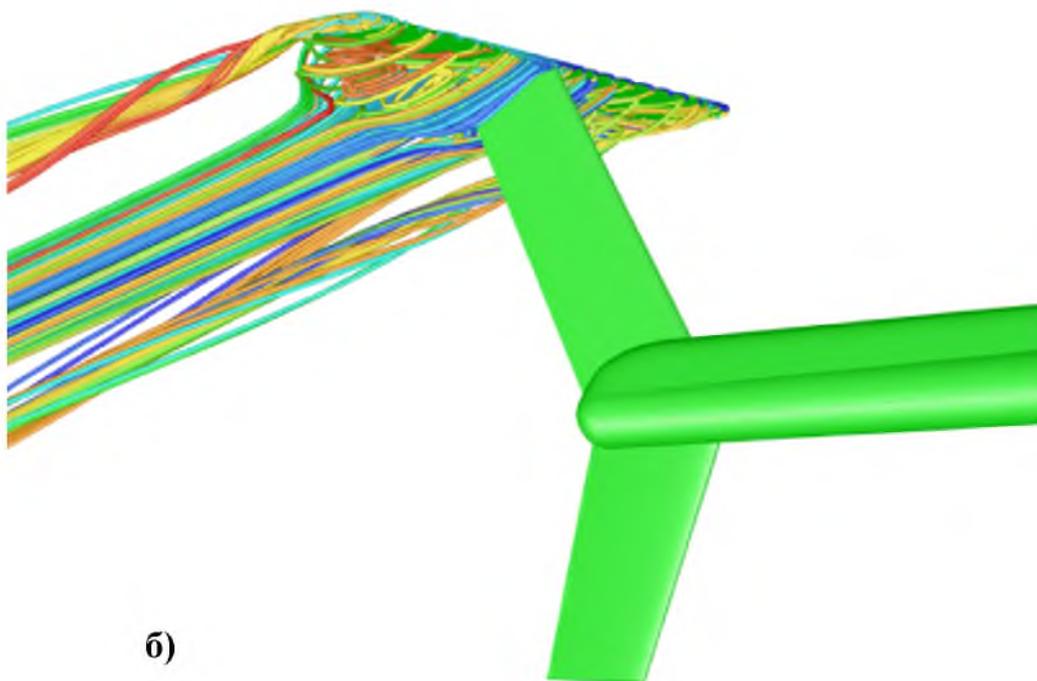


Рис. 3.17 Моделирование обтекания в гидронасосе в *Ansys CFD*.



a)



б)

Рис. 3. 18 Моделирование аэродинамического обтекания и нагружения каркасных конструкций в полете в *Ansys Fluent*: а - фюзеляжа вертолета; б- стабилизатора.

3.7 Определение основных размеров эскиза агрегата

После проведенных проектировочных и поверочных прочностных расчетов частей и деталей проектируемого агрегата в том числе и стыковых узлов и соединений, по полученным размерам приступают к прорисовке эскиза агрегата на миллиметровой бумаге с определением его основных геометрических и сборочных размеров (см. рис. 3.19). Доопределяются также дополнительные стыковочные размеры и кинематические ограничения.

Эскиз агрегата позволяет осуществить увязку всех сборочных единиц входящих в агрегат и в случае необходимости провести окончательную доработку отдельных узлов. На основании эскиза в последствии, после согласования всех размеров, осуществляется вычерчивание сборочного чертежа проектируемого агрегата.

Современные средства САПР позволяют проводить работы по созданию эскиза агрегата в автоматическом режиме. Такие пакеты как *NX*, *Creo-Parametric 2.0*, *Catia V5* и другие позволяют проводить кинематический анализ стыкуемых деталей агрегата на ЭВМ в виде 3D моделей. Это существенно сокращает время проектирования, так как редактирование деталей происходит автоматически для всей сборки.

Еще большие возможности по отработке сборки нового агрегата дает 3D прототипирование с использованием 3D принтеров. С их помощью можно создать полномасштабный макет агрегата из пластика, отработать взаимозаменяемость стыковочных элементов, требования по обеспечению необходимого доступа к деталям агрегата и самому агрегату в составе всей конструкции вертолета (требования эргономики), технологические вопросы производственной сборки, осуществить предварительные аэродинамические продувки агрегата, оценить эстетические качества и многое другое.

Оформление эскиза агрегата студентами в рамках курсового проекта осуществляется по требованиям ЕСКД, далее он подшивается в техническую записку.

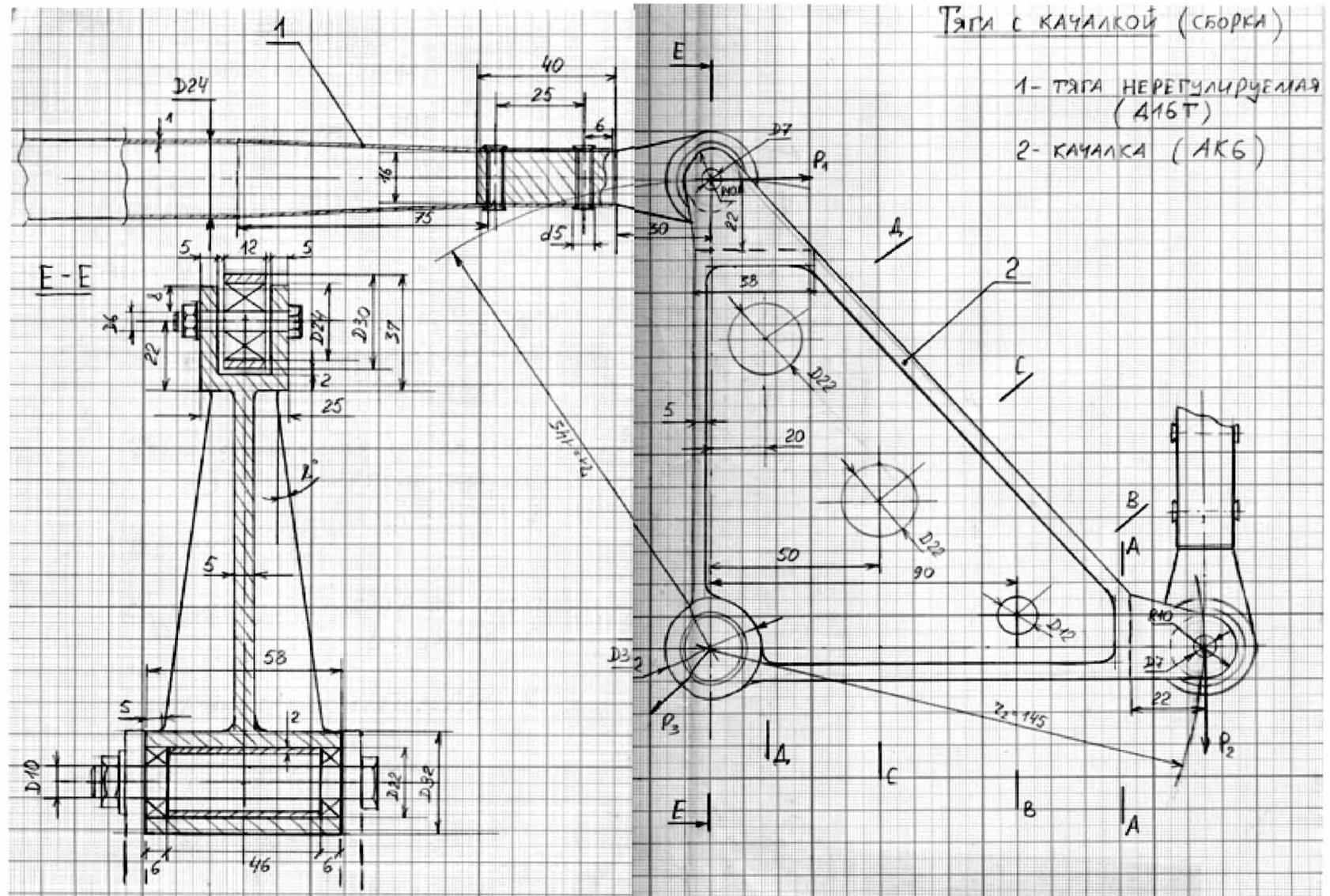


Рис. 3.19 Эскиз сборки тяги управления с качалкой системы управления общим шагом НВ вертолета.

4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ПРОРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ АГРЕГАТА

4.1 Анализ технологических требований к конструкции агрегата

Технологический анализ конструкции агрегата или узла проводится на всех этапах создания агрегата, начиная от выбора конструктивно-силовой схемы и кончая оформлением чертежа. Технологическая проработка конструкции включает в себя не только изучение возможности использования высоко-механизированного и автоматизированного производства, обеспечивающего минимальную трудоемкость и себестоимость изделия, но и технологические методы повышения качества, ресурса и надежности конструкции. Технологическое совершенствование конструкции является мощным фактором повышения ее эффективности.

Технологическая проработка конструкции агрегата выполняется в определенной последовательности:

1) уточняется чертеж агрегата (качество и полнота графического оформления и содержания, технологических условий) для возможности серийного производства агрегата, его сборки или испытания с помощью современных технологических процессов;

2) разрабатывается схема технологического членения агрегата;

3) составляется принципиальная схема сборки агрегата с выбором баз и определением подборок, которые можно собрать в отдельных приспособлениях [12];

4) разрабатывается сводный технологический процесс общей сборки проектируемого агрегата.

В пояснительной записке к курсовому проекту необходимо проанализировать требования к точности форм и обводов, к точности выполнения соединений и стыков, массе, взаимозаменяемости, ресурсу и надежности агрегата. Необходимо рассмотреть также и специальные требования к герметичности, ремонтпригодности конструкции.

4.2 Оценка технологичности агрегата

Под технологичностью понимают комплекс свойств конструкции, позволяющих при ее изготовлении применять наиболее совершенные технологические процессы и обеспечивать высокое качество при минимальных затратах труда и времени.

Производственная технологичность – это свойство конструкции, позволяющее применить при ее изготовлении прогрессивные технологические процессы и обеспечить высокое качество при минимальных затратах труда и времени.

Эксплуатационная технологичность конструкции изделия проявляется в сокращении затрат средств и времени на техническое обслуживание и ремонт изделия, а также на подготовительные и заключительные работы, связанные с полетом (загрузка вертолета пассажирами, топливом, грузом, выгрузка и др.)

Технологичность не является абсолютным свойством конструкции. Конструкция, технологичная в одних условиях производства, может оказаться не технологичной в других. Наиболее существенное влияние на технологичность оказывает объем выпуска изделия в связи с тем, что тот или иной технологический процесс является оптимальным только при определенном объеме выпуска.

Высокая технологичность конструкции имеет первостепенное значение, как для производства, так и для эксплуатации. Технологичность является одним из важнейших показателей совершенства конструкции. Создание технологичной конструкции достигается только при комплексном решении вопросов на всех этапах проектирования и производства. При этом изделию обеспечивается мобильность производства и быстрая его переналадка на выпуск нового изделия при минимальных затратах труда, материалов, средств и времени.

Для большей части технологических процессов ряд требований является общим [3]:

- возможно более широкое применение в конструкции изделий из нормализованных элементов;
- возможно более широкая унификация элементов конструкции;
- максимальное использование в конструкции вертолета легко-обрабатываемых материалов;
- возможно большая простота конструкции;
- возможно менее жесткие требования к точности и чистоте поверхности элементов конструкции.

Создание технологичной конструкции достигается только при анализе и комплексном решении вопросов на всех этапах проектирования и производства. При комплексной обработке технологичности изделию придаются свойства технологической рациональности, обеспечивается мобильность производства и быстрая его переналадка на выпуск нового изделия при минимальных затратах труда, материалов, средств и времени.



Рис. 4.1 Анализ трудоемкостей при изготовлении композитных панелей.

Оценка технологичности агрегата вертолета проводится в соответствии с ГОСТ14201-83 на стадии разработки проекта [7]. Отработка на технологичность является неотъемлемой составной частью проектирования.

Для обеспечения технологичности агрегата необходимо:

- 1) отработать конструкцию на всех стадиях разработки агрегата;
- 2) совершенствовать условия выполнения работ при производстве, эксплуатации и ремонте агрегата;
- 3) количественно оценить технологичность агрегата;
- 4) осуществить технологический контроль документации.

В процессе отработки конструкции на технологичность сравнивают трудоемкость и себестоимость, оценивают продолжительность технического обслуживания и ремонта, материалоемкость и затраты топливно-энергетических ресурсов, возможность механизации и автоматизации при изготовлении агрегата, узлов и деталей. При этом необходимо учитывать, что большое значение в обеспечении технологичности имеют работы на первых этапах проектирования (техническое предложение, эскизный проект, макет), когда определяются принципиальная и конструктивная схемы изделия, оказывающие существенное влияние на технологические характеристики агрегата. На этапах технического предложения, эскизного проекта и технического проекта закладывается 75-80% технологичности агрегата и 20-25% на этапе разработки рабочей документации (рис. 4.2).

При оценке технологичности агрегата необходимо определить:

-количество основных технологических процессов по сравнению с прототипом m / m_1 ;

-количество деталей и узлов агрегата по сравнению с прототипом n / n_1 ;

-количество марок материалов по сравнению с прототипом k / k_1 ;

-количество оснастки, необходимой для изготовления агрегата и узлов по сравнению с прототипом l / l_1 .



Рис. 4.2. График объема работ по отработке конструкции агрегата на технологичность на этапах проектирования [22].

Уровень технологичности в этом случае определяется из выражения [20]:

$$T = \sum \left(\frac{m}{m_1} + \frac{n}{n_1} + \frac{k}{k_1} + \frac{l}{l_1} \right) \leq 4 \quad (4.1)$$

Чем меньше T , тем технологичнее конструкция.

Внешняя форма агрегата влияет на все этапы его производства: вычерчивание плазов, доводку шаблонов, изготовление и контроль заготовительной и сборочной оснастки, формообразование обшивки и прилегающих к ней деталей, сборку узлов и всего агрегата. Поскольку форма агрегата принимается при выборе начальных параметров агрегата, в пояснительной записке следует описать технологические преимущества или недостатки той или иной формы и объяснить невозможность изготовления агрегата другой формы.

Расположение элементов (сборочных единиц) агрегатов влияет на их форму и на форму сопрягаемых с ними элементов. Расположение осей элементов конструктивно-силовой схемы относительно основных конструкторских баз агрегата влияет на сложность форм этих элементов. Следует отметить преимущества и недостатки расположения сборочных единиц, расположение узлов стыковки агрегата с сопрягаемыми агрегатами.

4.3 Разработка схемы членения агрегата

Конструкция и процесс изготовления агрегата существенно зависят от требований повышения ресурса, надежности, герметичности и т.д., которые, в свою очередь, зависят от степени членения агрегата на узлы и детали и видов соединений.

Под членением агрегата понимается его разделение конструктивными, эксплуатационными и технологическими разъёмами и стыками на отсеки, секции, узлы и детали. Оптимальное членение конструкции определяется на основе технико-экономического расчёта с учётом конкретных условий

производства и является наиболее эффективным средством получения технологичной конструкции. Расчленённая конструкция агрегата обеспечивает расширение фронта работ, сокращение цикла сборочных работ, комплексную механизацию и автоматизацию процессов выполнения соединений, что позволяет повысить качество, производительность и улучшить условия труда, создать наилучшие условия для контроля качества основной массы соединений.

Взаимозаменяемость деталей агрегата вертолета обеспечивается применением плазово-шаблонного метода увязки заготовительно-сборочной оснастки, или системой допусков и посадок сопрягаемых элементов.

Проработку схемы членения агрегата необходимо проводить с учетом требований прочности, технологичности, аэродинамических качеств конструкции, а так же удобства технического обслуживания и ремонта, как отдельных агрегатов, так и вертолета в целом. При этом необходимо соблюдение следующих требований [10]:

- 1) Достаточная жесткость конструкции в целом;
- 2) Возможность транспортировки отдельных агрегатов;
- 3) Технологическая законченность конструкции;
- 4) Достаточная величина удельного объема механизированных работ;
- 5) Возможность ведения широкого фронта работ;
- 6) Учет заданной программы выпуска агрегатов вертолетов.

От рационального выбора конструктивно-технологического членения агрегата вертолета и схемы его сборки во многом зависит трудоемкость, а, следовательно, и стоимость его производства. Основные конструктивно-технологические решения выбраны с учетом обеспечения высокой эффективности применения и высоких экономических показателей производства и эксплуатации.

Схема членения агрегата должна обеспечить широкий фронт работ, высокую механизацию (или автоматизацию) сборочных работ и максимальную производительность на минимальных площадях. В то же время собираемая

конструкция должна удовлетворять требованиям, предъявляемым к точности внешнего контура агрегата и его частей. В связи с этим места соединений отдельных сборочных единиц должны обеспечивать возможность достижения заданной точности путем использования установочных баз при сборке и компенсации погрешностей отдельных сборочных единиц в момент их совместной сборки.

Известно, что места соединений, особенно точечных, являются источниками концентрации напряжений и усталостных разрушений. Поэтому количество соединений следует уменьшать, увеличивать габариты отдельных элементов, места их соединений располагать в наименее нагруженных частях конструкции. Ширина монолитного элемента должна обеспечивать надежность конструкции в условиях усталостных разрушений.

Максимальные размеры детали зависят от материала, вида заготовки и технологических процессов ее формообразования, термообработки, отделки и нанесения покрытия.

Схема членения агрегата разрабатывается в такой последовательности:

1) выделяются элементы конструктивно-силовой схемы (КСС), рассматривается их взаимосвязь, выбираются заготовки для каждого силового элемента с учетом заданного объема производства, оценивается возможность сборки силовых элементов, выбирается схема сборки приспособления;

2) намечается схема раскроя с учетом размеров полуфабриката, схема соединения сборочных единиц между собой и с силовыми элементами с учетом требуемой точности выдерживания размеров по периметру при различных видах соединении;

3) анализируются способы компенсации погрешностей изготовления деталей в процессе сборки агрегата. Желательно найти возможность сборки с минимальным количеством соединений;

4) намечается схема установки сборочных единиц, проверяется принципиальная возможность подхода к зонам выполнения соединений;

5) составляется размерная цепочка, оценивается погрешность получаемого размера внешнего контура агрегата и сравнивается с заданной. Если точность контура неудовлетворительная, то следует пересмотреть схемы базирования и сборки агрегата;

6) определяется последовательность сборки узлов, при этом жесткость узла должна быть больше жесткости составляющих его сборочных единиц;

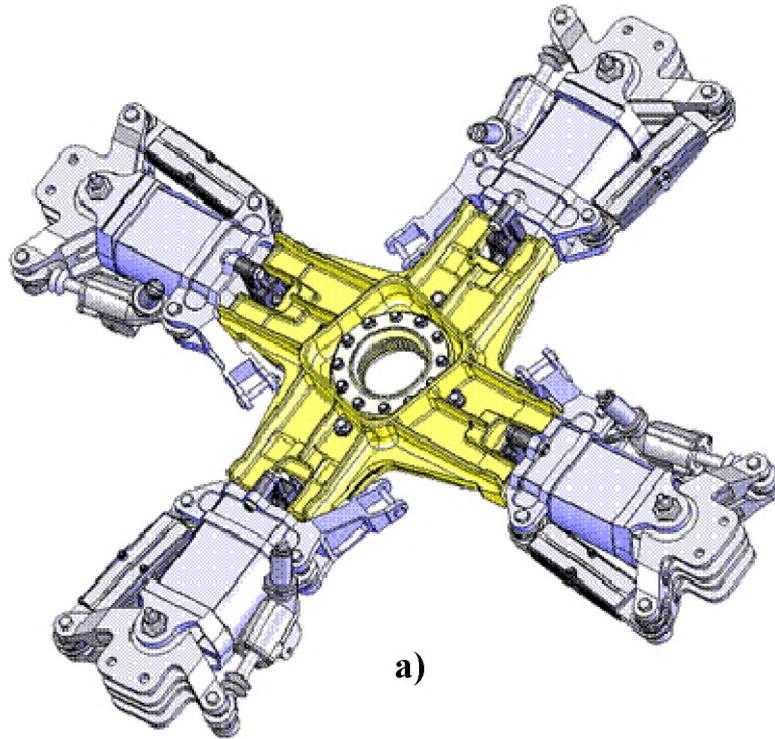
7) базирование (установка) элементов сборочной единицы должно однозначно определять их положение в координатах собираемой единицы.

При разработке схемы членения агрегата можно выделить следующие рекомендации:

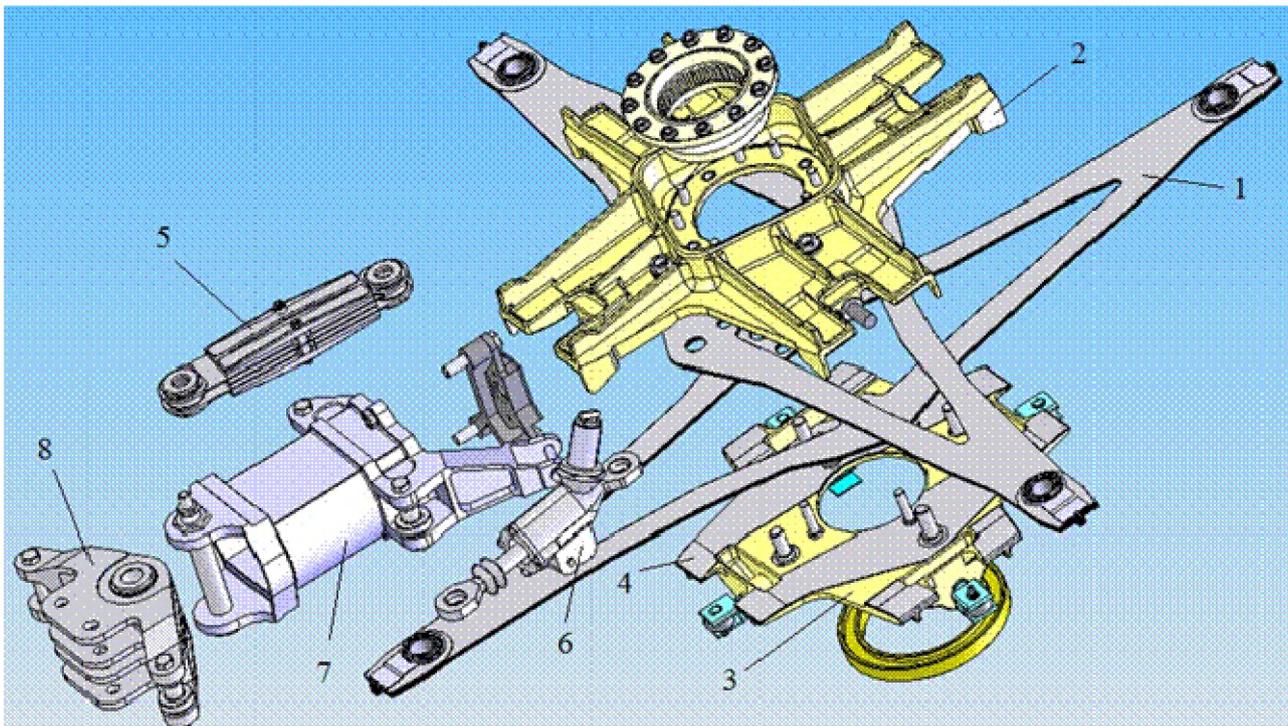
-если точность выполнения установочных поверхностей не обеспечивается внешним контуром, то в местах соединения необходимо предусмотреть компенсаторы - технологический припуск, прокладку и другое;

-установочные операции и операции соединений выполняются с помощью механизированных средств. Жесткость сборочной единицы (общая и местная) должна обеспечивать сопротивление усилиям, возникающим от массы, прижима, сверления, клепки и др. В случае недостаточной жесткости необходимо предусмотреть дополнительные опоры в сборочном приспособлении.

Результаты разработки схемы членения приводятся в пояснительной записке в виде перечня сборочных единиц и деталей, поступающих на окончательную сборку агрегата, и эскиза членения, выполненного на ватмане (или миллиметровке) в произвольном масштабе. Эскиз может быть выполнен в изометрии или в ортогональных проекциях, а также в виде 3D модели с использованием средств САПР типа *CATIA V5*, *Solid Works*, *Creo Engineering*, *NX* и других. Изометрические проекции выполняются со сдвигом элементов (деталей, подборок) на расстояние, позволяющее схематично показать конструктивное оформление стыков агрегата с неразъемными соединениями (см. рис. 4.3 - 4.6).

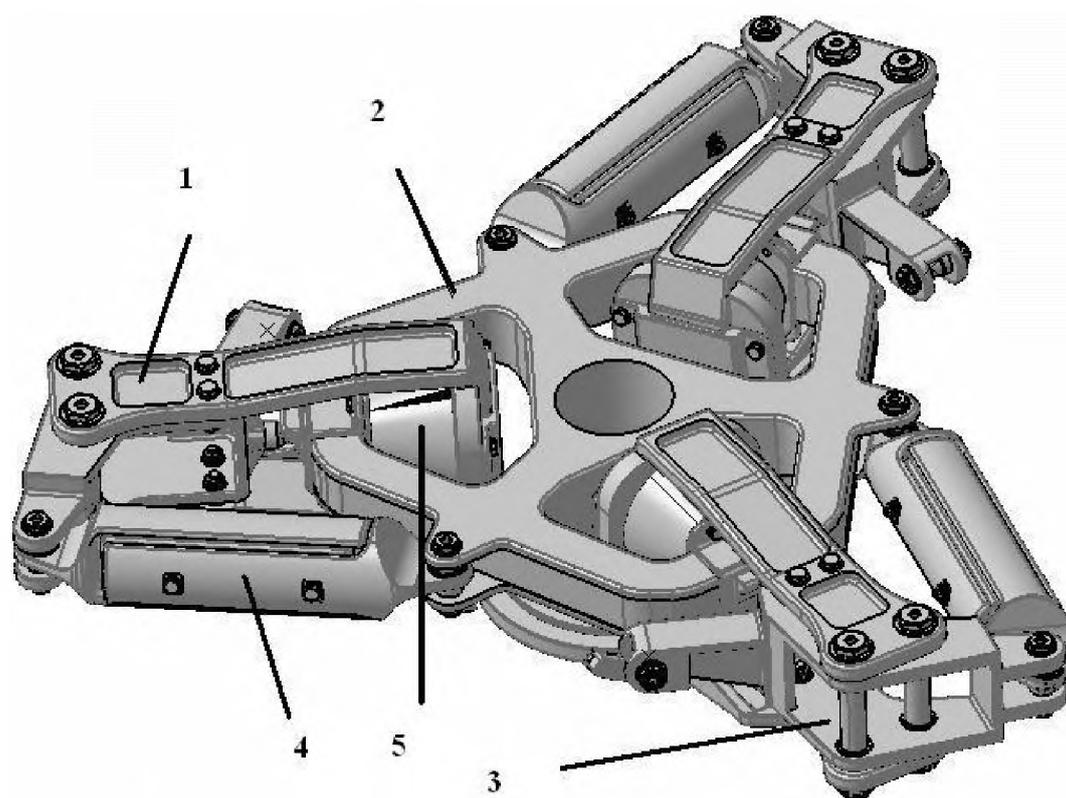


а)

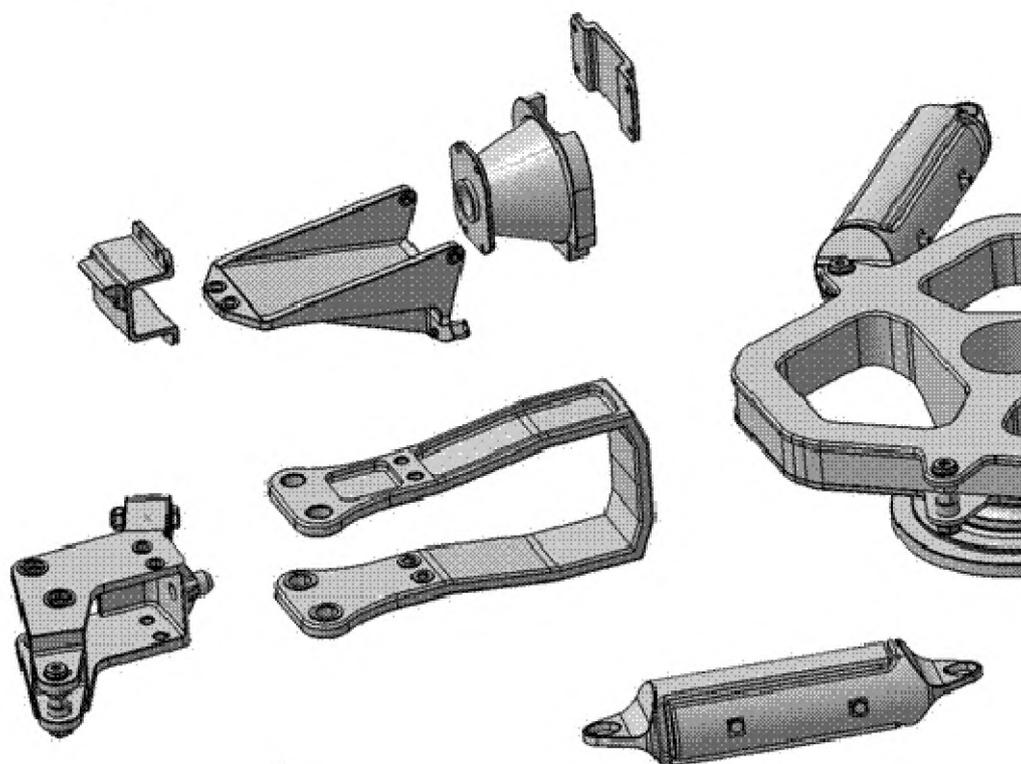


б)

Рис. 4.3 Общий вид (а) и схема членения втулки НВ с пластинчатыми торсионами (б): 1 – пластинчатый торсион; 2 – верхний корпус; 3 – нижний корпус; 4 – направляющая корпуса или “горбушка”; 5 – резино-металлический упругий демпфер; 6 – гидродемпфер; 7 – переходник с рычагом поворота лопасти; 8 – узел крепления лопасти.

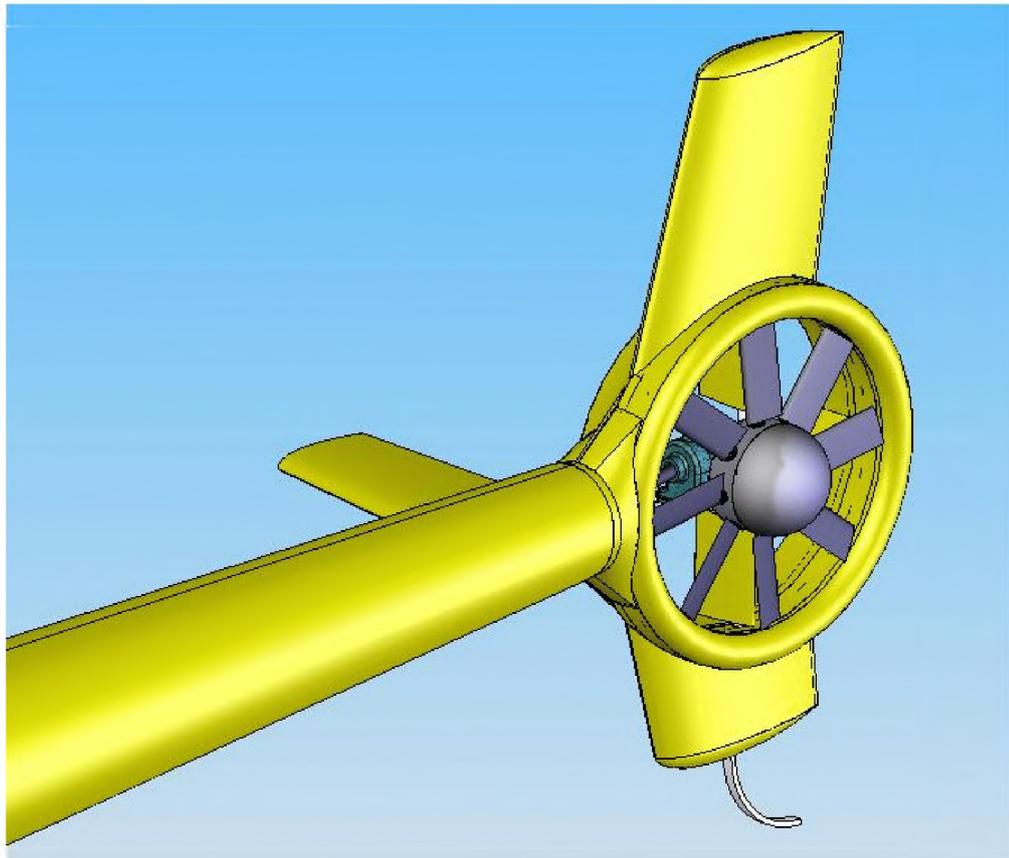


a)

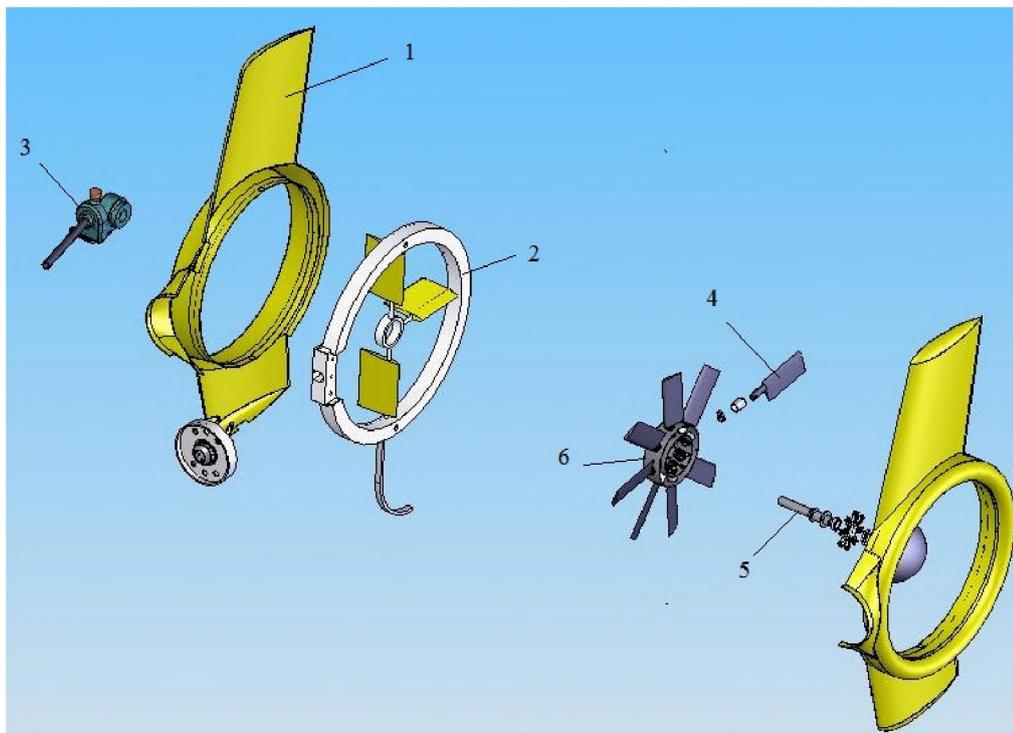


б)

Рис. 4.4 Общий вид (а) и схема членения втулки НВ с эластомерными подшипниками (б): 1 - обхват; 2 - ступица; 3 - поводок; 4 - эластомерный демпфер. 5 - эластомерный сферический подшипник.



а)



б)

Рис. 4.5 Общий вид (а) и схема членения (б) рулевого винта типа фенестрон (винт в кольце):
 1– киль, 2– кольцевой канал, 3– редуктор, 4– лопасть, 5– вал винта, 6– многолопастный винт.

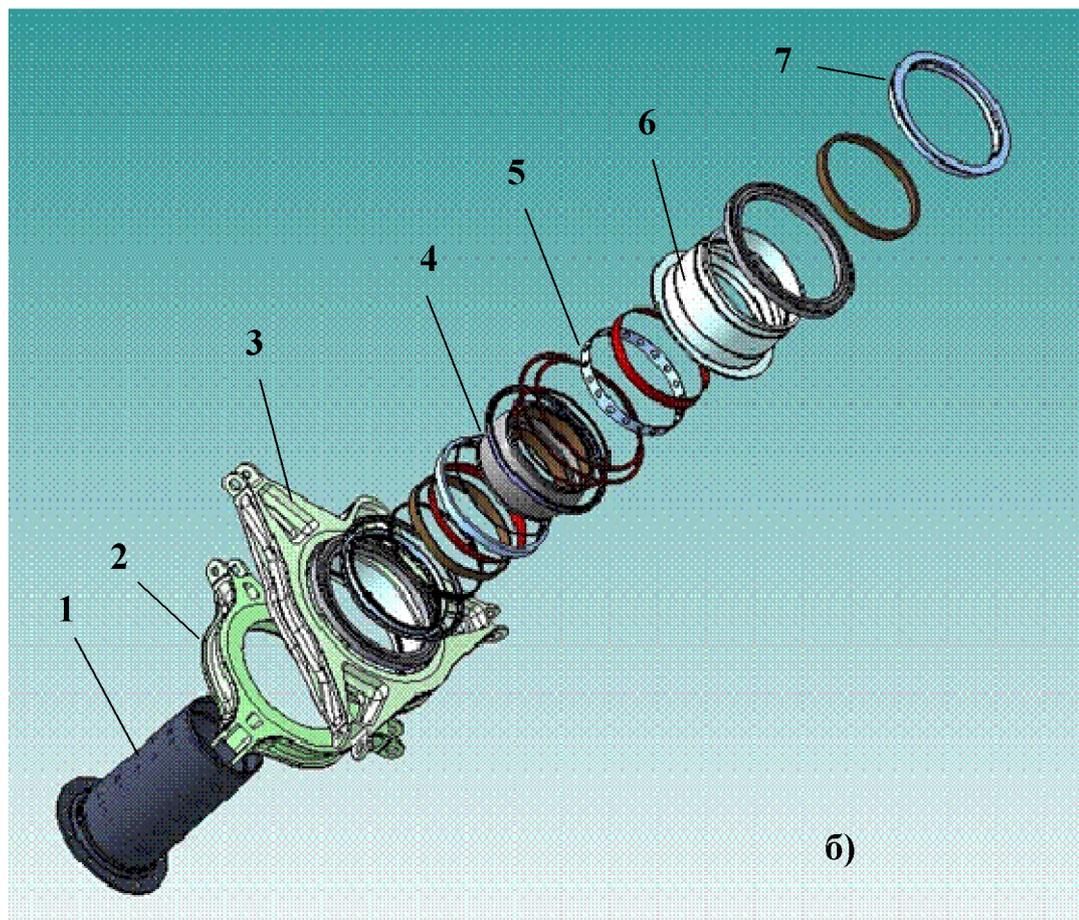
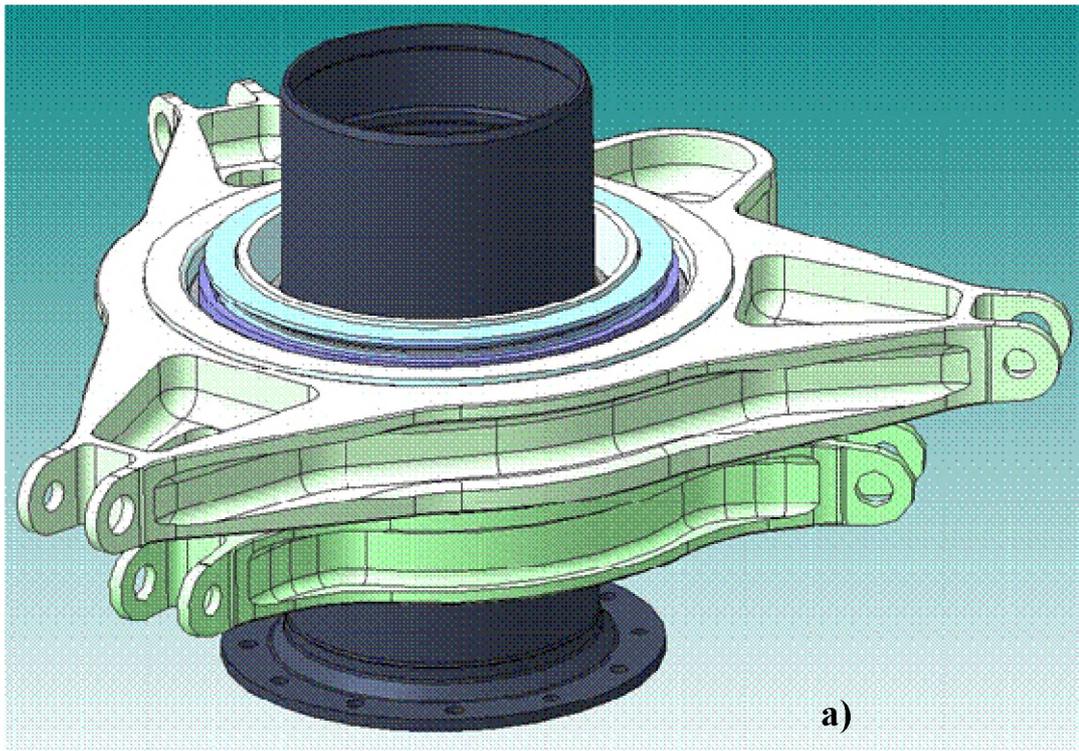


Рис. 4.6 Общий вид (а) и схема членения (б) автомата перекоса вертолета:
 1- направляющий стакан ; 2- неподвижное кольцо; 3- подвижное кольцо; 4-шаровая опора; 5-сепаратор
 подшипника; 6- ползун; 7-крышка.

4.4 Анализ видов стыков, разъемов и соединений элементов конструкции агрегата

Соединение сборочных агрегатов и отсеков вертолета осуществляется с помощью стыков и разъемов. Стык - соединение элементов конструкции, при котором не допускается перемещение соединяемых элементов относительно друг друга. Разъем - соединение элементов конструкции, при котором предусматривается взаимное перемещение элементов в процессе эксплуатации.

Уменьшение трудоемкости цикла изготовления и серийного производства обеспечивается рациональным конструктивно-технологическим членением конструкции, производством и отработкой отдельных агрегатов и систем в виде отдельных модулей – взаимозаменяемых конструктивно законченных сборочных единиц, обладающих функциональной независимостью.

Укрупнено *стыки и разъемы* можно разделить на две группы:

- а) Конструктивные;
- б) Технологические.

Конструктивные и технологические стыки и разъемы предназначены для:

- 1) Быстрой замены поврежденных или дефектных частей агрегатов в процессе эксплуатации;
- 2) Обеспечение возможности транспортировки вертолета различными видами транспорта;
- 3) Удобство консервации и длительного хранения вертолета;
- 4) Разделения труда при проектировании и производстве;
- 5) Возможность кооперирования производства;
- 6) Обеспечение механизации и автоматизации труда;
- 7) Улучшение условий сборки и монтажа;
- 8) Расширение фронта сборочных и монтажных работ, а следовательно, уменьшение цеха сборки;
- 9) Повышение производительности труда.

Виды стыков, применяемых в вертолёте, показаны в таблице 4.1 [24].

Таблица 4.1

№	Название стыка	Эскиз стыка	Область применения
1	“Ухо-вилка”		Силовая рама, хвостовая балка, стойки шасси, киль
2	Фланцевый		Хвостовая балка, стыки элементов фюзеляжа
3	Телескопический		Крепление обтекателя, хвостовая балка

При членении агрегата вертолета учитывается необходимость конструктивных и эксплуатационных разъемов и стыков, устанавливается целесообразная степень членения исходя из масштаба производства, его условий и технологических возможностей.

Задачей конструктора при разработке схемы членения агрегата, является снижение общего числа стыков и разъемов, из-за возрастания сложности и как следствие, увеличение общего веса конструкции. Если избежать излишне большого числа стыков не удастся, то необходимо более широко использовать конструктивные - технологические стыки, вследствие их меньшего веса.

На рис. 4.7 - 4.10 показаны некоторые стыковочные узлы применяемые на вертолетах.

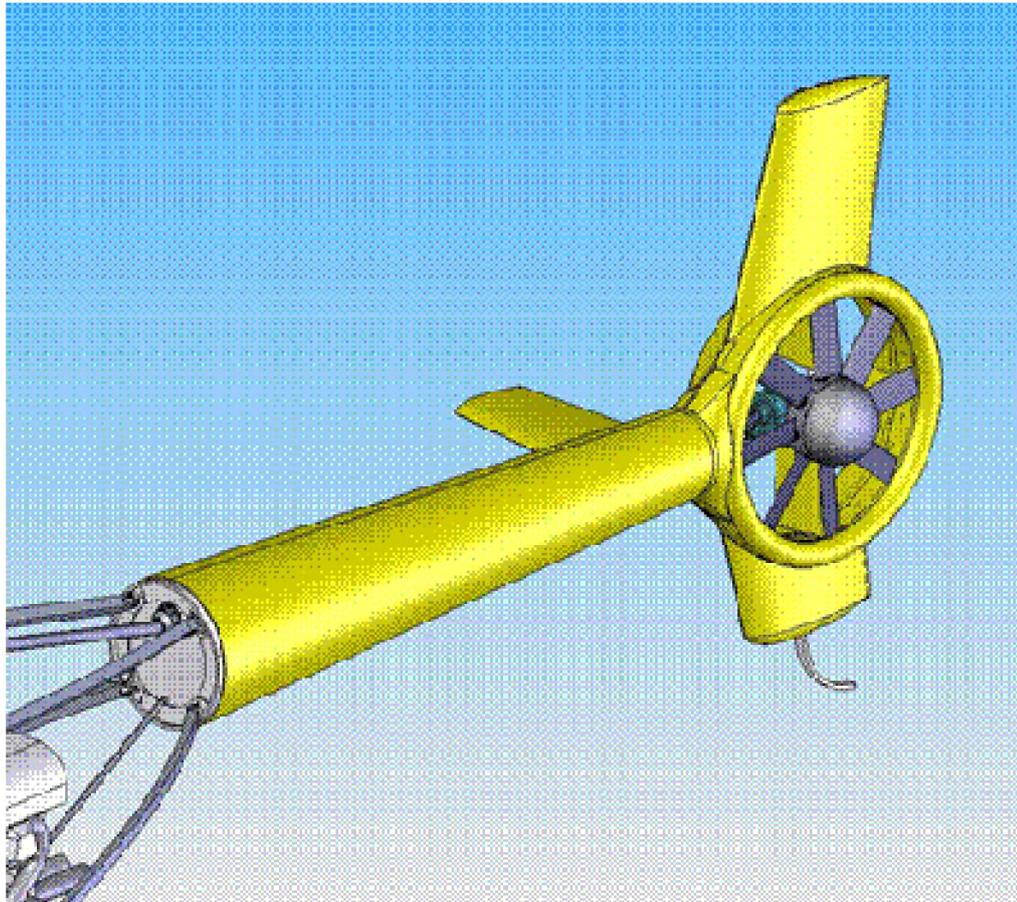


Рис. 4.7 Пример узла крепления хвостовой балки проекта легкого вертолета.



Рис. 4.8 Стыковочные узлы хвостовой балки вертолета Ка-26.

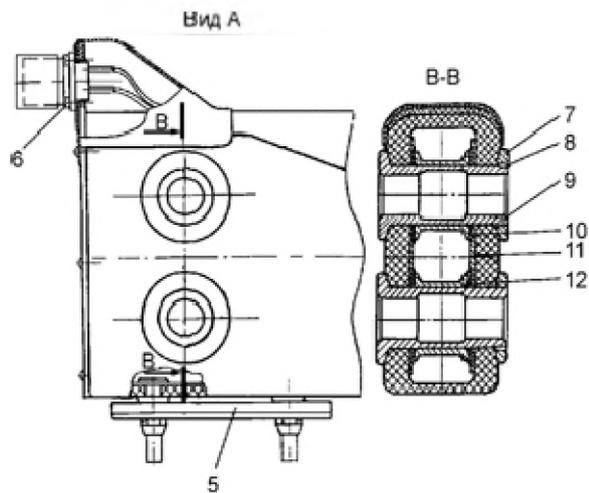


Рис. 4.9 Стыковой болтовой узел крепления лопасти НВ: 1-гайка, 2- штифт стопорный, 3- втулка, 4- шайба, 5- пластина металлическая, 6- втулка распорная.

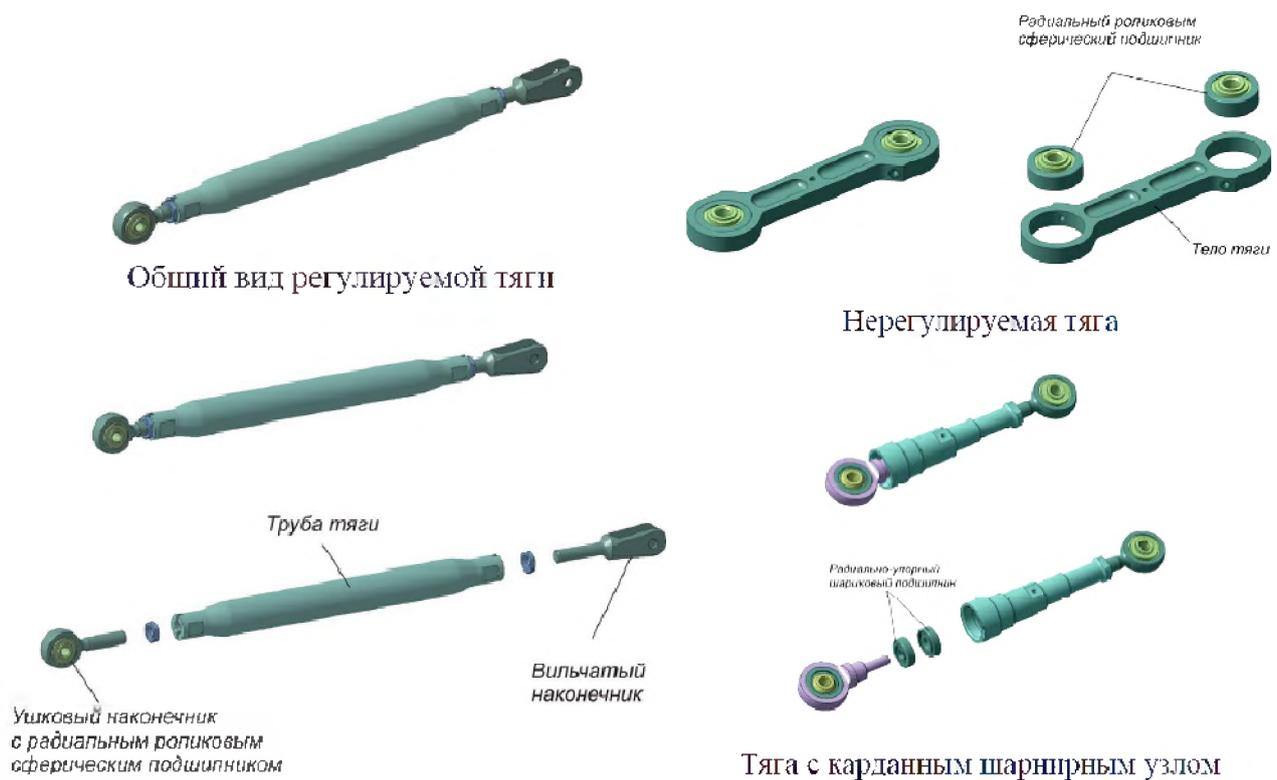


Рис. 4.10 Типы тяг и стыковочных узлов жесткой проводки управления.

Выбор вида соединения определяется назначением и условиями работы агрегатов, нагрузками, действующими на конструкцию, толщиной соединяемых элементов, применяемыми материалами. При описании соединений должны быть указаны оборудование, технологический процесс, с помощью которых обеспечиваются предъявляемые к ним требования по герметичности, ресурсу, защите от коррозии [9, 42]. При выборе оборудования в первую очередь следует оценить возможность применения автоматизированного и стационарного оборудования. Так, например, с использованием клепальных автоматов можно создать высокий натяг в соединениях, что значительно повысит ресурс клепаных швов и их герметичность. Область применения того или иного оборудования зависит от степени членения агрегата, подхода к зоне соединения, от конструкции и габаритных размеров агрегатов, программы выпуска изделий. Результаты анализа соединений оформляются в виде таблицы 4.2, в которой наряду с оборудованием необходимо указать: для механических соединений - вид крепежа, ГОСТ (ОСТ), состояние поставки, вид покрытия клеевых соединений - марку клея, исходное состояние клея (жидкий, пастообразный, пленочный и т.д.); для сварных соединений - вид сварки.

Пример технологической характеристики соединений крыла вертолета

Таблица 4.2

Вид соединения	Вид крепежа	ГОСТ (ОСТ)	Состояние поставки заклепки	Вид покрытия	Соединяемые элементы	Оборудование
Заклепочное	Заклепка с потайной головкой <math><90^\circ</math> с компенсатором, $d = 4$ мм.	ОСТ 12020-75	Закаленная	Ан. Окс. хр.	Обшивка со стрингером в панелях №1 и 2	Автомат АК-2, 2-2,5
Заклепочное	Заклепка с плоской головкой, $d = 5$ мм.	ГОСТ 14801-85	Закаленная	Ан. Окс. хр.	Стенка с поясами лонжеронов №1 и 2	Автомат АК-5, 5-2,4
Заклепочное	Заклепка с потайной головкой 90° из сплава В65, $d = 4$ мм.	ГОСТ 14799-85	Закаленная	Ан. Окс. хр.	Обшивка панели №2 с полками нервюр	Пневмодрель Д2Б, пневмомолоток КМП-31

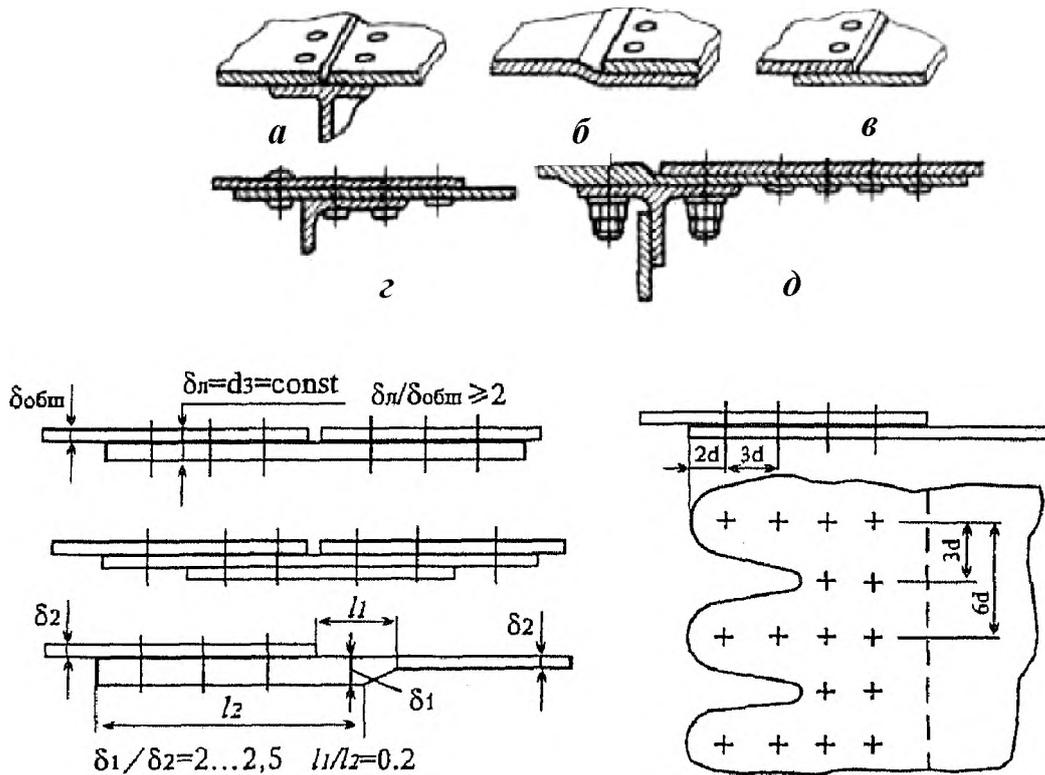


Рис. 4.11 Примеры соединения обшивки с элементами каркаса: а - встык со стрингером; б - внахлест с подсечкой; в- внахлест; г - внахлест с накладкой; д- комбинированное.

Современные средства конечно-элементного анализа прочностных программ типа *MSC. Patran/Nastran* или *Ansys Mechanical* позволяют проводить анализ соединений при помощи ЭВМ при сложном комбинированном нагружении. Это позволяет получать наиболее реалистичное напряженно-деформированное состояние в соединении и более точно прогнозировать ресурс таких соединений. Особенно это касается при сложном нагружении соединений изделий из ПКМ отличающихся от аналогичных изделий из металлов повышенной чувствительностью к концентраторам напряжения и низкой стойкостью к сосредоточенным нагрузкам. Как следствие одной из основных задач при проектировании соединения элементов конструкций из ПКМ является проработка вопроса распределения нагрузки. Особенности внутреннего строения ПКМ так же требуют учета при проектировании соединения. В следствии имеющихся особенностей, при проектировании элементов конструкции их ПКМ, им следует уделять внимание уже на начальной стадии проектирования.

На рис. 4.12 -4.15 показаны примеры моделирования и определения НДС заклепочных и болтовых соединений в *Ansys Mechanical* и *Patran / Nastran*.

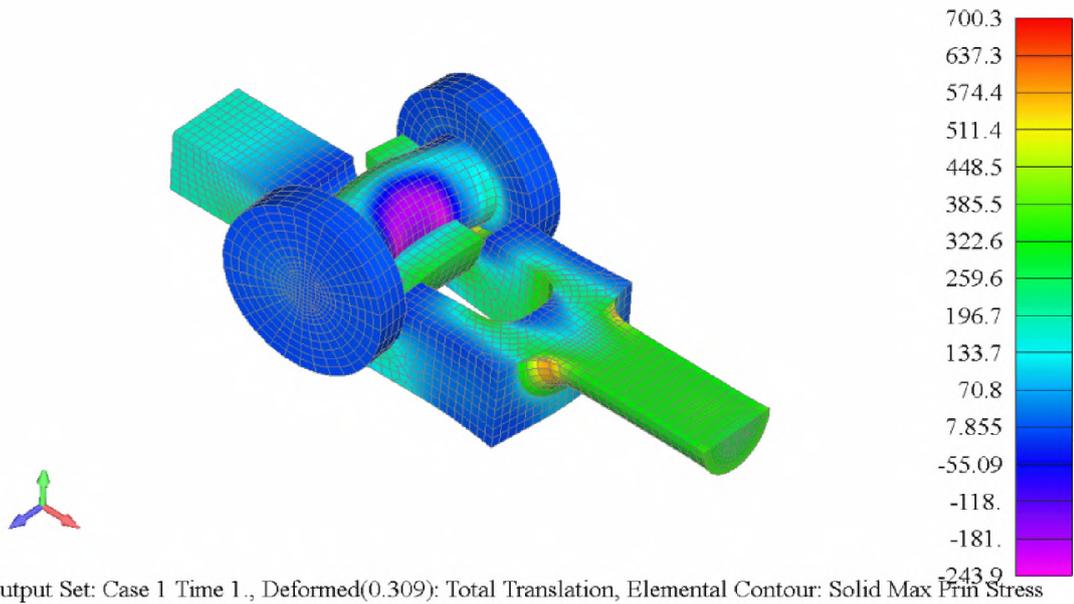


Рис. 4.12 Пример определения напряженно-деформированное состояние заклепочного соединения в *Ansys Mechanical* .

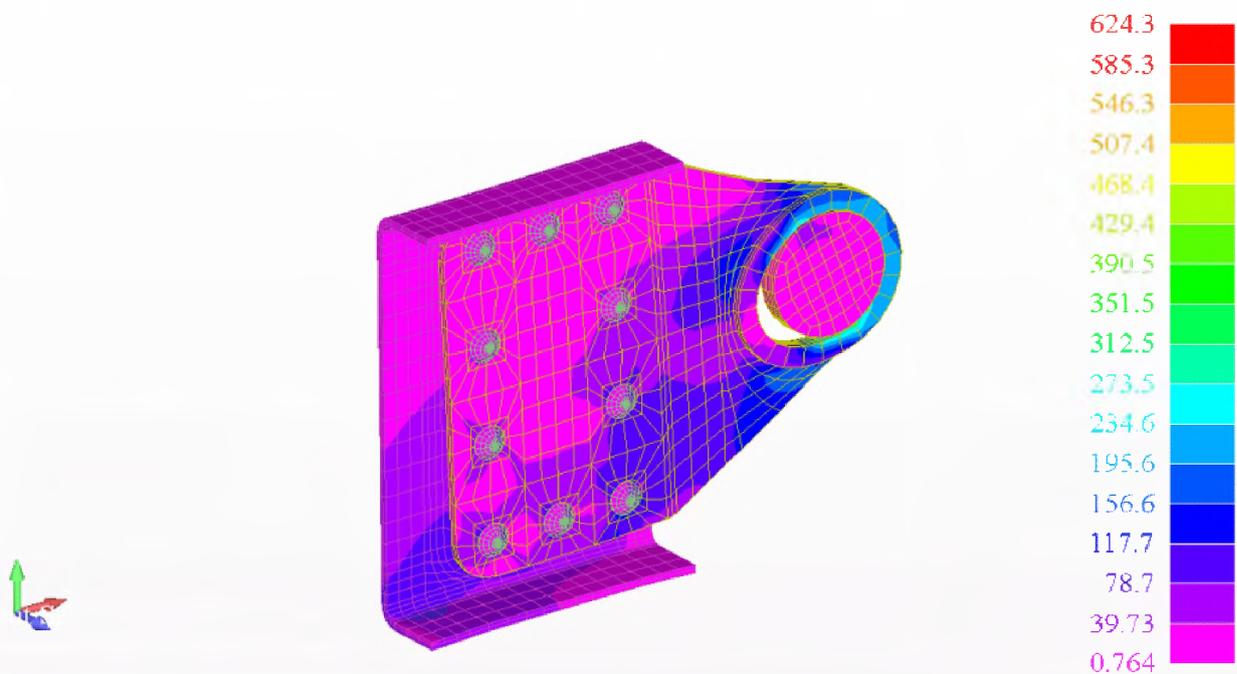


Рис. 4.13 Пример определения напряженно-деформированное состояние заклепочного соединения кронштейна в *Ansys Mechanical* .

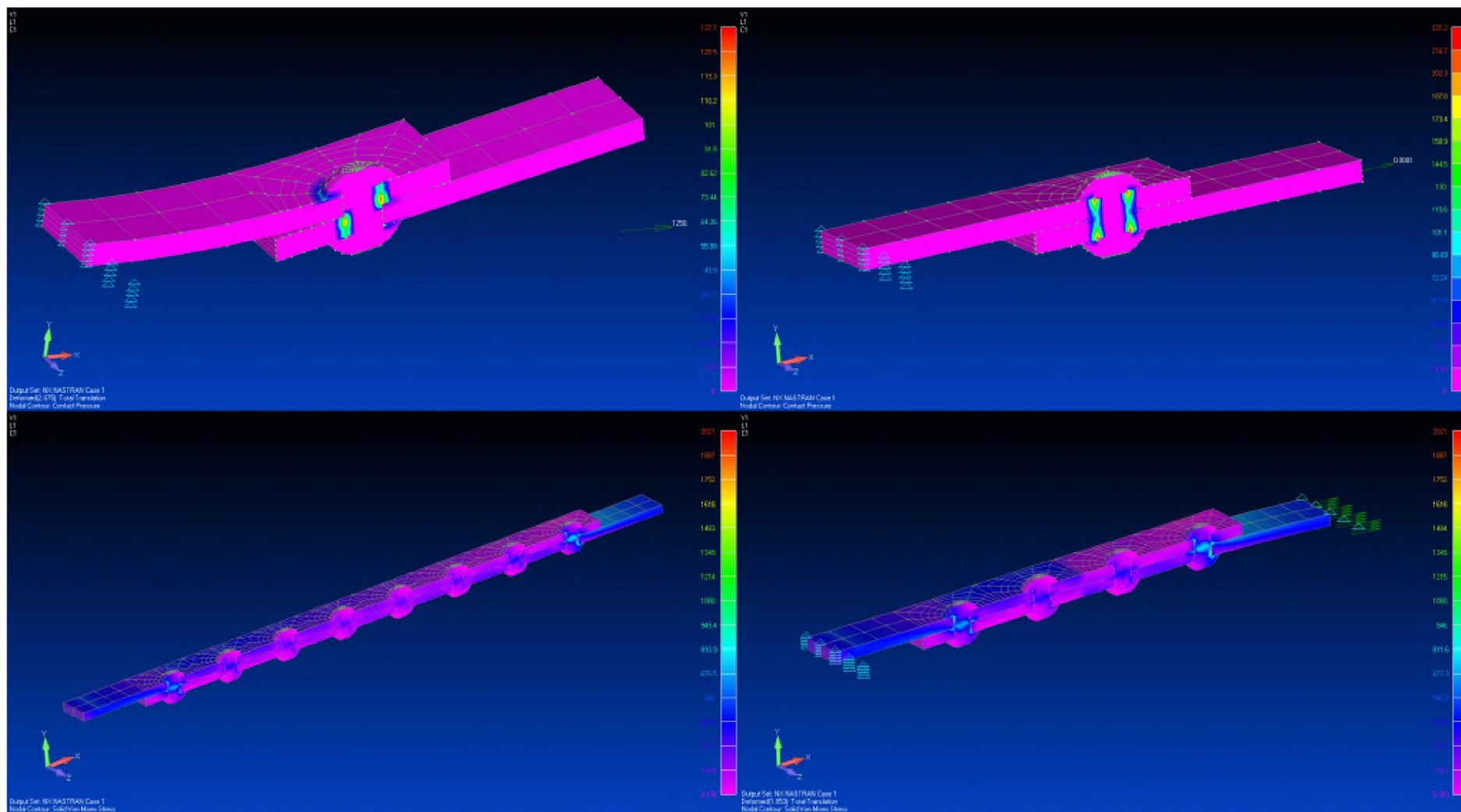


Рис. 4.14 Пример определения напряженно-деформированное состояние заклепочного соединения панели фюзеляжа вертолета в *Ansys Mechanical*.

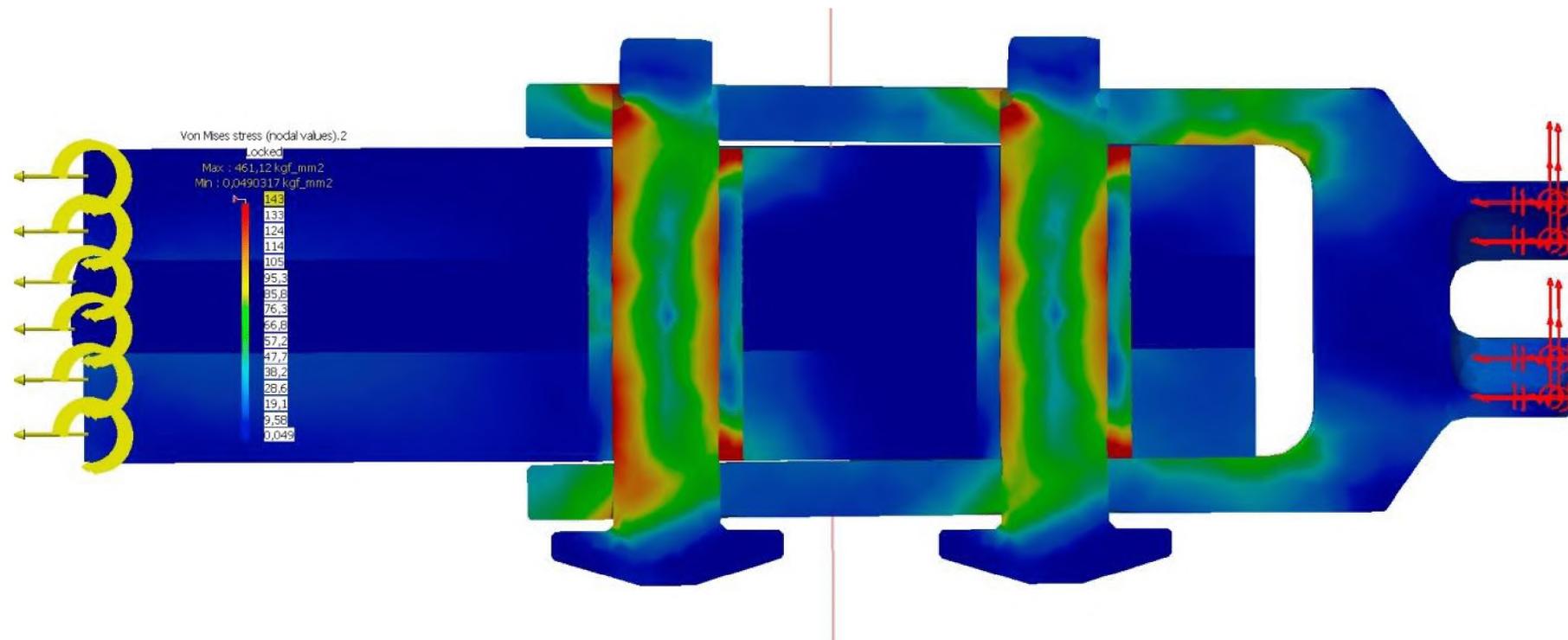


Рис. 4.15 Пример определения напряженно-деформированного состояния болтового соединения в *MSC. Patran / Nastran*.

4.5 Подбор и прочностной расчет соединений элементов конструкции агрегата

Расчет заклепочных соединений

Заклепочные соединения широко применяются в вертолетостроении для образования неразъёмных прочных и прочноплотных швов. В конструкции вертолета из алюминиевых сплавов такие соединения составляют до 60% от общего числа соединений. Заклепочное соединение проектируется так, чтобы заклёпки в нём работали на срез. Если нагрузка вызывает отрыв головки, то заклёпки заменяют болтами.

Конструкция агрегатов, изготавливаемых методом клёпки, должна обеспечивать выполнение заклепочных соединений на клёпальных прессах. Ручная клёпка допускается для небольшого числа заклепочных соединений (не более 10%) заклёпками диаметром до 4 мм включительно. Клёпка стальных заклёпок проводится только прессовым способом.

В качестве материалов для заклёпок применяются алюминиевые сплавы Д18П, В65, Д19П, В94, АМг5П, стали 15А, 1Х18Н9Т, 20ГА, 30ХГСА [41]. Заклёпки из В65 устанавливаются в местах, где требуется повышенная прочность, в основном, в конструкциях из В95. Заклёпки из Д18П применяют для клёпки обшивки и каркаса. Для клёпки конструкций из магниевого сплава и алюминиевого литья применяют заклёпки из АМг5П. Клёпка теплонагруженных конструкций осуществляется свежезакалёнными заклёпками из Д19П.

При выборе типа заклёпок необходимо учитывать:

- для силовых швов, не выходящих на внешний контур изделия, рекомендуется применять заклёпки с плоской головкой, позволяющие проводить групповую клёпку на прессах. Для ручной клёпки внутреннего набора применяют заклёпки с полукруглой головкой;

- для внешней поверхности обшивки целесообразно применять потайные заклёпки двух типов – с углом раствора головки 90° и 120° . При толщине

обшивки меньше высоты головки заклёпки применяют заклёпки только с углом 120° . Для фюзеляжей вертолетов нередко используют заклёпки с чечевичной головкой;

- в местах с односторонним подходом используют заклёпки с сердечником, состоящие из двух частей: пистона с потайной или полукруглой головкой (из материала Д18П или 1Х18Н9Т) и стержня (из материала Д16П или 20Х13). Для односторонней клёпки высоконагруженных швов применяют стальные заклёпки с высоким сопротивлением срезу.

Опыт эксплуатации вертолетов показывает, что до 75% всех усталостных разрушений планера происходит в местах соединений элементов конструкции. Поэтому необходимо обеспечить высокий ресурс заклёпочных соединений. Особенно это касается швов с потайными заклёпками, основным недостатком которых является низкое сопротивление при работе на повторные и циклические нагрузки. Эффективными методами повышения сопротивления усталости заклёпочного соединения являются: создание значительных радиальных натягов, вызывающих сжатие заклёпок в зоне отверстия; увеличение осевой затяжки листового пакета, что приводит к росту трения между листами обшивки и уменьшению срезающих нагрузок на заклёпки. Существуют методы клёпки, обеспечивающие осевой и радиальный натяги. Для тонких обшивок толщиной до 1,8мм используют заклёпки с компенсатором. Для обшивок толщиной свыше 1,8мм используют заклёпки с потайной замыкающей головкой (ПЗГ).

На рис.4.16 показано типовое соединение заклёпками двух обшивок, работающих на растяжение. При этом заклёпки испытывают срез от силы P , действующей поперёк шва. Средняя срезающая сила, действующая на одну заклёпку, равна:

$$P_{cp} = P/m, \quad (4.2)$$

где m – количество заклёпок в соединении. Для двухсрезного шва средняя срезающая сила на одну заклёпку $P_{cp} = P/2m$. Если имеем соединение листов,

работающих на сдвиг от потока касательных сил (ПКС) q , то в этом случае средняя срезающая сила на одну заклёпку:

$$P_{cp} = q \cdot t/n, \quad (4.3)$$

где t – шаг заклёпок в ряду; n – количество рядов.

Основные параметры заклёпочного соединения (см. рис.4.16): t – шаг заклёпок в ряду; n – количество рядов; d – диаметр заклёпки; a – расстояние от заклёпки до края листа; δ – толщина склёпываемых листов; S – толщина пакета.

Расстояние между осями многорядных швов принимают равным $3d$ для удобства подхода при сверлении, зенковании и клёпке.

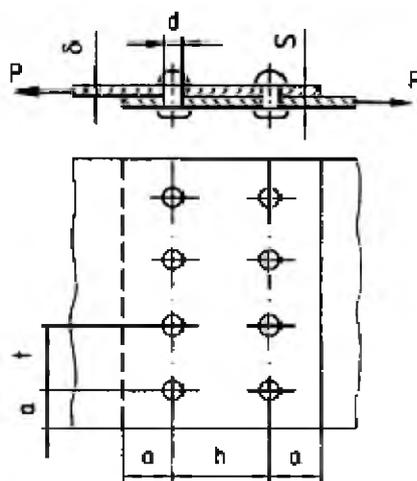


Рис. 4.16 Размерные параметры заклёпочного соединения.

Параметры шва и размеры заклёпок выбирают из условия равнопрочности заклёпок и листов. Из этого условия с учётом возможных производственных неточностей получена зависимость:

$$d = 2\sqrt{\sum \delta} = 2\sqrt{S} \quad (4.4)$$

Для обеспечения статической прочности заклёпочного шва шаг для односрезных заклёпок берётся равным $t = 3d$; для двухсрезных заклёпок $t = 5d$. Расстояние между рядами независимо от количества плоскостей среза определяется соотношением $h = 3d$. При расположении заклёпок в шахматном порядке расстояние между соседними заклёпкам $t_0 = 5d$ (рис. 4.17).

Минимальное расстояние от оси заклепки до края листа принимают равным: $a = 2d + 2$ мм.

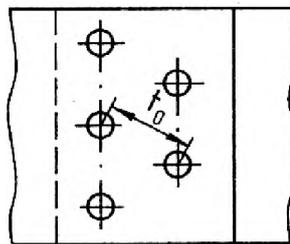


Рис. 4.17 Заклепочный многорядный шов с шахматным расположением заклепок.

Для элементов каркаса шаг заклепок в шве берется по ГОСТу равным $t_{\max} = 40\delta$. При клёпке узлов, косынок и подобных им элементам шаг не нормируется, а определяется конструкцией узла. В таких узлах не рекомендуют ставить в направлении силы более 6 заклёпок в ряд, поскольку сила между заклёпками распределяется неравномерно.

Для обеспечения усталостной прочности заклепочного шва следует придерживаться рекомендаций, которые вытекают из анализа усталостной долговечности заклепочного соединения. Для однорядного соединения наибольшая усталостная прочность получается, если $d \geq 3\delta$; $t \leq 3d$, $a = 1,5d$; для двухрядного — $d \geq 4,5\delta$; $t \leq 4d$; $a = 3d$. Если нет конструктивных ограничений расстояние между рядами следует увеличивать. Сравнивая правила выбора параметров заклепочного шва, можно видеть, что для повышения усталостной долговечности соединения необходимо применять заклепки большего диаметра и устанавливать их с меньшим относительным шагом t/d . Для тонких листов некоторые размеры заклепочного соединения, определяемые требованиями статической и усталостной прочности, могут совпадать. Взаимное расположение заклепок в соединении определяется величиной шага заклепок в ряду и расстоянием между соседними рядами в многорядном шве. Наибольшей усталостной долговечностью обладают соединения, где отношение шага к диаметру заклепки t/d лежит в пределах 2,5...3,7. При больших отношениях

t/d , усталостная долговечность соединения снижается. Увеличение расстояния между заклепками в ряду прежде всего приводит к увеличению нагрузки на каждую заклепку (к увеличению концентрации нагрузки), вызывая соответствующее уменьшение прочности соединения.

По-иному проявляет себя параметр h/d — отношение расстояния между рядами к диаметру заклепки. Увеличение этого параметра приводит к увеличению усталостной долговечности. Поэтому более выгодное, с позиции минимальной массы стыка, близкое расположение заклепок часто приводит к неудовлетворительным усталостным характеристикам.

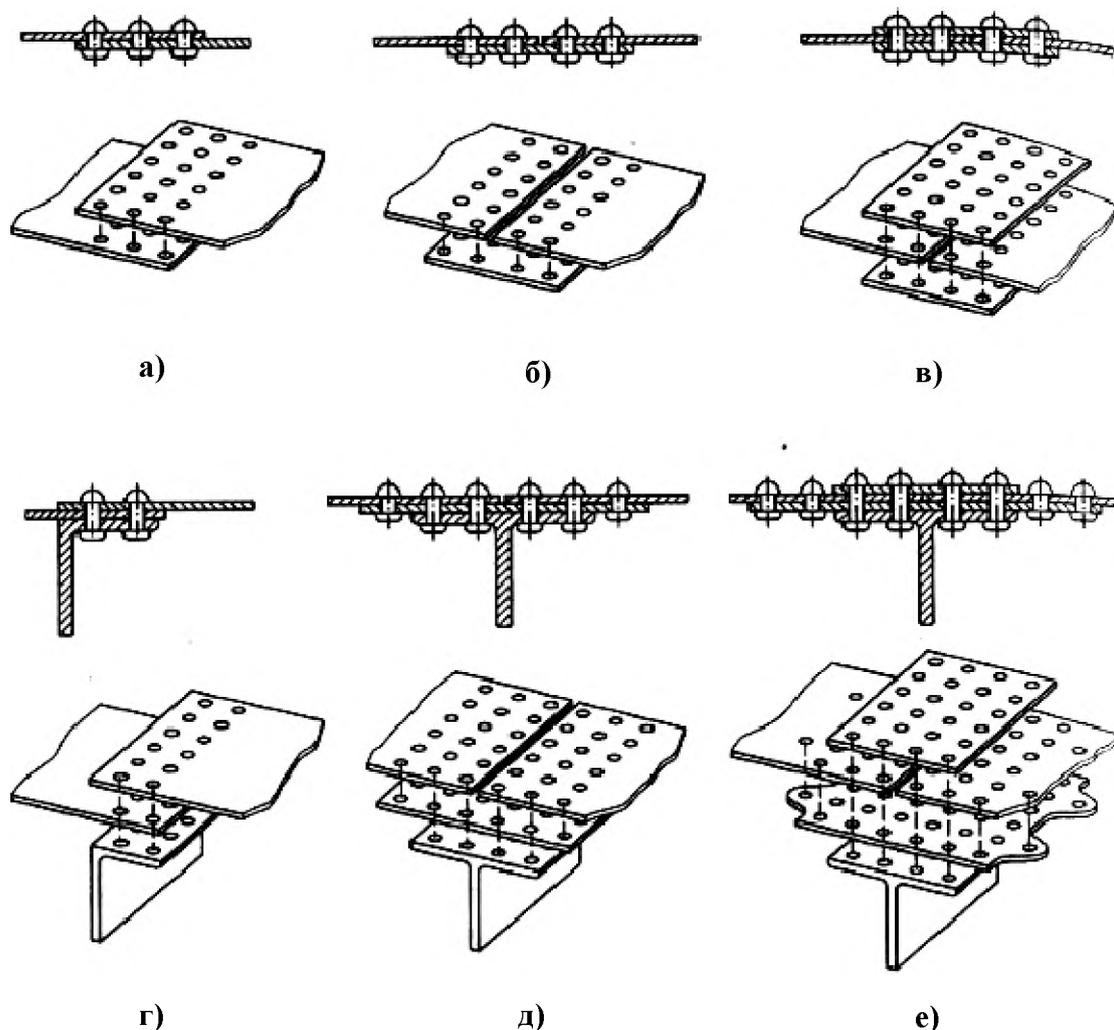


Рис. 4.18 Формы заклепочных соединений листов: а) внахлест; б) встык с одной накладкой; в) встык с двумя накладками, г, д, е - на полках лонжеронов и стрингеров.

Стандартные диаметры заклёпок и шаг выбирают по ГОСТу [9]. Следует стремиться к тому, чтобы в пределах одного отсека или панели применялись заклёпки одного типоразмера. Вычисленные по рекомендуемым соотношениям значения диаметров заклёпок округляют до стандартного из ряда: 1; 1,4; 1,6; 2; 2,6; 3; 3,5; 4; 5; 6; 7; 8; 10. Окончательный шаг заклёпок назначают из ряда: 12,5; 15; 17,5; 20; 25; 30; 40; 50; 60 мм.

После выбора параметров заклёпочного шва проверяется прочность всех его элементов. Определяются запасы статической прочности на срез заклёпок, на отрыв головки, на прорыв листа. При определении нагрузок в соединении пренебрегают трением между соединяемыми деталями. Расчет соединения проводят по разрушающим нагрузкам, значения которых для заклёпок и листов приведены в соответствующих стандартах.

Полученная величина расчетной нагрузки сравнивается с разрушающей $P_{раз}$ для каждого из перечисленных видов разрушения так, чтобы $P_1 \leq P_{раз}$. В качестве примера в табл. 4.3 [20] даны значения разрушающих нагрузок в соединениях заклёпками с двухсторонним подходом для клепки.

Разрушающие усилия среза заклёпок по одной плоскости Таблица 4.3

Диаметр заклёпки d , мм	Площадь среза $F_{ср}$, мм ²	Разрушающие усилия $P_{раз}$, Н					
		Алюминиевые сплавы				Стали	
		АМГ-5П	Д18П	В95	Д19П	10	1Х18Н9
3,0	7,07	1200	1410	1910	1980	2470	3110
3,5	9,63	1640	1920	2690	2690	3370	4230
4,0	12,56	2140	2510	3390	3520	4400	5530
5,0	19,64	3340	3930	5300	5500	6870	8650
6,0	28,30	4810	5650	7630	7920	9900	12440
7,0	38,50	6450	7700	10390	10390	13470	16930
8,0	50,30	8550	10005	13570	13570	17230	22120
Предел прочности по срезу $[\tau_{ср}]$, МПа		170	200	270	280	350	440

При подборе длины заклёпки толщина пакета не должна превышать $3,5d$ при ударной клепке и $4,5d$ при прессовой клепке.

Напряжения среза заклепок: $\tau_{cp} = \frac{P_{cp}}{F_{cp}}$. Запас по срезу: $\eta_{cp} = \frac{[\tau_{cp}]}{\tau_{cp}}$,

где: F_{cp} – площадь сечения заклепки, $F_{cp} = \frac{\pi d^2}{4}$.

$[\tau_{cp}]$ – предел прочности по срезу материала заклепки.

Также необходимо проверить лист под заклёпкой на смятие. Площадь смятия листа вычисляют по формуле:

$$F_{см} = d_3 \cdot \delta = \frac{P_3}{\sigma_{см}}, \quad (4.5)$$

где P_3 – сила, воспринимаемая заклёпкой; d_3, δ – диаметр заклепки и контактная толщина пакета; $\sigma_{см} = 1,5\sigma_b$ – допускаемое напряжение смятия листа (для металлов), $\sigma_{см} = (0,3 \div 0,5)\sigma_b$ – допускаемое напряжение смятия листа (для ПКМ). Значения разрушающих нагрузок смятия листов под заклёпкой приводятся в стандартах.

Напряжения смятия в пакете: $\sigma_{см} = \frac{P_3}{d_3 \delta}$. Запас по смятию пакета: $\eta_{см} = \frac{[\sigma_{см}]}{\sigma_{см}}$,

где: $[\sigma_{см}]$ – предел прочности по смятию пакета.

Проверка прочности соединения на разрыв по первому ряду крепежа:

$$\sigma_p^{нетто} \leq [\sigma_v], \sigma_p^{нетто} = \frac{P_\Sigma}{F_{нетто}}, F_{нетто} = (b - z_1 d_3) \delta \quad (4.6)$$

где: P_Σ – суммарная сила, действующая на заклепки, $F_{нетто}$ – площадь в сечении по оси 1-го ряда за вычетом площади отверстий, z_1 – число заклепок в первом ряду, b – длина заклепочного шва.

В отдельных случаях заклёпки подвергаются действию растяжения, направленного на отрыв головки. Такие заклёпки также проверяют на разрыв, принимая допускаемое напряжение на разрыв $0,6\sigma_b$.

Напряжение разрыва листа между заклёпками определяем по формуле

$$\sigma_p = \frac{P_3}{(t-d) \cdot \delta} \leq \kappa_2 \cdot \sigma_b, \quad (4.7)$$

где κ_2 – коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений в зоне отверстий, $\kappa_2 = 0,95$ – для сталей и титановых сплавов; $\kappa_2 = 0,90$ – для алюминиевых сплавов; $\kappa_2 = 0,80$ – для магниевых сплавов; $\kappa_2 = 0,5$ – для ПКМ.

Запас по разрыву:
$$\eta_p = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_p} = \frac{\kappa_2 \cdot \sigma_b}{\sigma_p}.$$

В клееклепанных соединениях характерных для обшивок из ПКМ, не вызывая значительного увеличения массы, клеевой шов воспринимает большую часть сдвиговой нагрузки и разгружает, таким образом композитные слои, повышая долговечность соединения. Слой клея уменьшает концентрации напряжений, повышает трещиностойкость, предотвращает расслоение композитной трубы и вздутие вблизи заклепок. Очень часто в области заклепочного шва применяют накладки или ленты из тонкого листа дуралюмина. Такая накладка со стороны закладной головки заклепки позволяет уменьшить давление на поверхностные слои композита и предотвратить его растрескивание при клепке. Клепка осуществляется по еще неотвержденному клею.

Расчет болтовых соединений

Когда потребные диаметры заклёпок превышают 8мм, тогда в неразъёмных соединениях используют болты. Во всех разъёмных соединениях применяют болты, работающие на срез и на разрыв. В подвижных разъёмных соединениях болты работают на срез и ещё выполняют функцию оси, вокруг которой происходит взаимное перемещение элементов.

Основными параметрами болтового соединения (рис.4.19) являются диаметр d_b и длина болта L_b , последняя определяется выражением:

$$L_b = S + H_z + S_{ш} + \Delta h, \quad (4.8)$$

где $\Delta h = (1,2 \dots 2)$ шага резьбы – запас нарезной части болта.

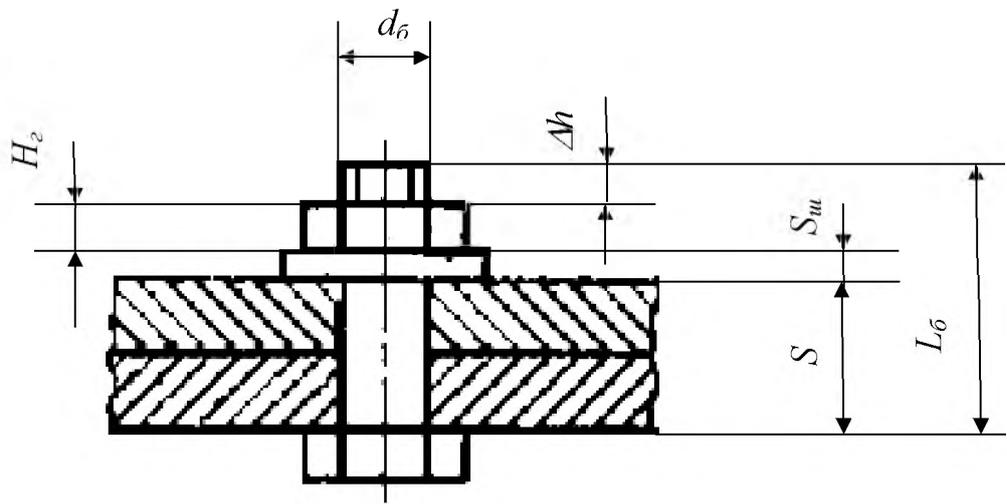


Рис. 4.19 Основные параметры болтового соединения.

Стандартные длины болтов приведены в ГОСТе [9]. Диаметры болтов также выбирают по стандартам отдельно для болтов, работающих на срез и на растяжение.

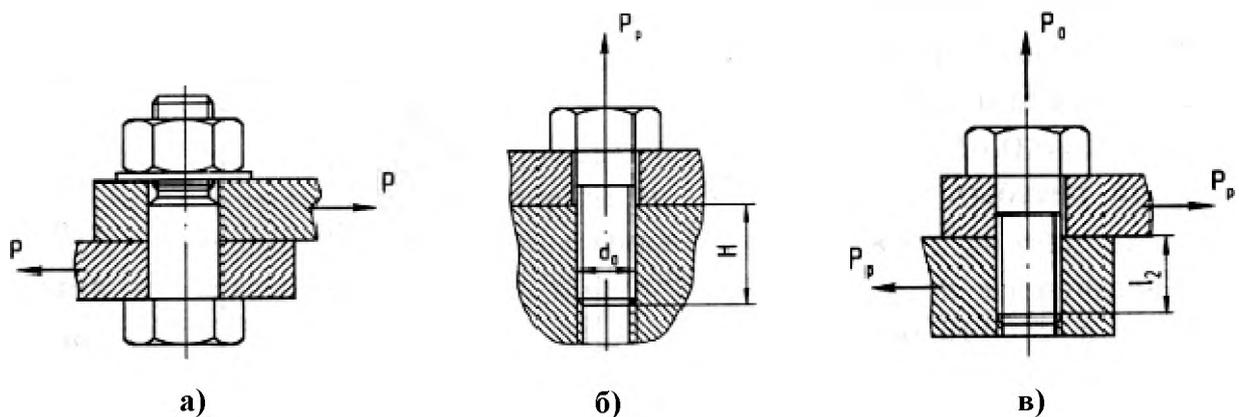


Рис. 4.20 Основные виды нагружения болтовых соединений: а - срез, б- растяжение, в- срез болта с предварительной затяжкой P_0 .

Болты, работающие на срез, должны плотно прилегать к отверстию. При свободной посадке может произойти изгиб болта. Срезные болты в неподвижных соединениях изготавливают по h8, а отверстия – по H9 или H8, для подвижных соединений с подшипниками болты выполняют по f7. Для лучшей работы пакета на смятие в его теле должна размещаться гладкая часть болта, выход резьбы должен быть под шайбой, а резьба – только под гайкой. Гайка невысокая. Ресурс болтового соединения, работающего на срез, значительно повышается при увеличении осевого натяга P_0 . Поэтому высота гаек для таких

болтов больше (иначе резьба не выдержит на срез большого осевого натяга). Предварительная затяжка на ключе обеспечивает плотность (нераскрытие) стыка в соединении болтами, работающими на растяжение. Предварительная затяжка также является наилучшим способом увеличения усталостной прочности болтового соединения. Для болтов, работающих на растяжение, не требуется посадки по высокому классу точности. Болты выполняют по h12 и отверстия под них делают с зазором 0,1...0,2мм. Резьба длинная, заходящая в тело пакета. Гайка высокая. Болты, работающие на растяжение, обычно разрушаются по резьбе из-за среза и смятия витков в местах перехода от нарезной части болта к гладкой. Витки, расположенные у опорной поверхности гайки, нагружены сильнее, причём первый виток может воспринимать до 30% всей нагрузки. Увеличение числа витков резьбы в гайке и, следовательно, её высоты неэффективно. Поэтому высоту гайки берут равной d , где d – наружный диаметр резьбы. Применение гаек из материала с модулем упругости меньшим, чем у материала болта, приводит к более равномерному распределению нагрузки по виткам. Для соединений, работающих на разрыв, диаметр болта подбирают по ГОСТу по внутреннему диаметру резьбы.

Основным преимуществом резьбовых болтовых соединений является возможность передачи сосредоточенных нагрузок. Они имеют простую технологию изготовления, позволяют соединять материалы различной природы и толщины, обладают высокими эксплуатационными характеристиками. Основной недостаток болтовых соединений — значительное уменьшение прочности в зоне установки крепежных элементов.

Подбор болта производят по требуемому сечению болта, нагруженного растягивающей силой P_p или силой среза P_{cp} :

$$F_p = k \frac{P_p}{[\sigma]}, \quad F_{cp} = k \frac{P_{cp}}{[\tau]} \quad \text{где } d = \sqrt{4F / \pi} \quad (4.9)$$

$k = 1,25$ – коэффициент, учитывающий требования повышенной прочности болтов по отношению к прочности соединяемых деталей [9].

Выбор потребного номинального d_6 и шага резьбы s производят по таблице 4.4 [20] всегда в большую сторону.

Данные для подбора болтов

Таблица 4.4

d_6 , мм	s , мм	d , мм	F , мм ²
5	0,8	4,02	12,7
6	1,0	4,77	17,9
8	1,0	6,77	36
	1,25	6,47	32,8
10	1,0	8,77	60,4
	1,5	8,16	52,3
12	1,5	10,16	80,9
	1,75	9,85	76,8
14	1,5	12,6	116
	2,0	11,55	105
16	1,5	14,16	157
	2,0	13,55	144
18	1,5	16,16	205
	2,5	14,93	175
20	1,5	18,16	259
	2,5	16,93	225
22	1,5	20,16	319
	2,5	18,93	281
24	1,5	22,16	386
	2,0	21,55	361
	3,0	20,32	324

Запасы прочности определяются по следующим формулам:

Коэффициент запаса прочности на разрыв болта: $\eta_p = \frac{[P_{разр}]}{P_p}$,

(без учета податливости резьбовых соединений)

Коэффициент запаса прочности по срезу болта: $\eta_{cp} = \frac{[P_{cp}]}{P_{cp}}$.

где, значения $[P_{разр}]$ и $[P_{cp}]$ берутся из таблицы 4.5 [20].

Диаметр болта d_b , мм	Разрушающая нагрузка на разрыв болта [$P_{разр}$], Н		Разрушающая нагрузка на срез болта по одной плоскости [$P_{ср}$], Н	
	Материал		Материал	
	30ХГСА	ВТ16	30ХГСА	ВТ16
4	8340	8500	8340	7800
5	14500	13600	13400	12300
6	20700	19400	19300	17600
8	37300	35020	34300	31900
10	58900	55300	53900	50000
12	87700	82400	77500	72100
14	122600	115200	105000	98100
16	166800	156900	137300	127500
18	217800	-	174600	-
20	275700	-	214800	-
22	340400	-	260000	-
24	411000	-	310000	-
σ_b и τ_b , МПа	1100	1050	600	500

Для болтов, работающих одновременно на срез и растяжение, подбирают диаметры из условия работы на один вид деформации, а затем из двух значений выбирают большее. После этого по третьей теории прочности вычисляют эквивалентное напряжение и сравнивают его с разрушающим [42]:

$$\sigma_{\text{эке}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_b \quad (4.10)$$

В силовых конструкциях не рекомендуется применять болты диаметром менее 5 мм. При установке одиночных болтов их диаметр должен быть не менее 8 мм. Толщину стенки полых болтов для исключения их овализации рекомендуется делать не менее 0,25 диаметра болта.

Минимальный шаг болтов лимитируется возможностью подхода гаечного ключа. Этот размер также должен выдерживаться при постановке болта вблизи стенки или другой детали, мешающей подходу ключа. Размеры под гаечные ключи приводятся в нормалях.

Для повышения ресурса болтовых соединений так же, как и для заклёпок, используют радиальный и осевой натяг. Наибольшее повышение усталостного

сопротивления наблюдается, если при натяге в стержне болта возникают напряжения, равные 60...80% от предела пропорциональности. Дополнительного увеличения ресурса можно добиться путём поверхностной пластической деформации отверстий под болт, получаемой раскаткой и дорнованием.

В групповых многорядных соединениях деталей важными параметрами также являются: t - шаг крепежных элементов в ряду, h - расстояние между рядами, a - расстояние от оси крепежного элемента до торца, b - и до бокового края детали (рис. 4.21).

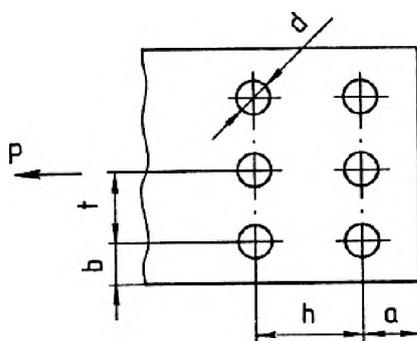


Рис. 4.21 Размерные параметры болтового соединения деталей.

Шаг в ряду t и расстояние между рядами h рекомендуется брать равными четырем, пяти диаметрам отверстий под крепежные элементы $t = (4...5)d$, что соответствует достаточно большому запасу прочности соединения. Расстояние от крепежного элемента до торца детали должно быть не менее трех диаметров отверстия $a \geq 3,5d$. При выборе расстояния от оси крепежного элемента до боковой поверхности детали также рекомендуется придерживаться этого соотношения.

После выбора основных геометрических размеров соединения необходимо проверить его прочность:

при разрыве детали по ослабленному сечению

$$\sigma = \frac{K_{\sigma} P_1}{(t - d)\delta} \leq [\sigma_p] \quad (4.11)$$

$$\text{при смятии детали} \quad \sigma = \frac{P_1}{d\delta} \leq [\sigma_{см}], \quad (4.12)$$

$$\text{при срезе детали} \quad \tau = \frac{P_1}{2\delta a} \leq [\tau_{ср}] \quad (4.13)$$

$$\text{при срезе болта} \quad \tau = \frac{4P_1}{\pi d^2} \leq [\tau_{\sigma}], \quad (4.14)$$

Где P_1 – усилие, приходящее на один крепежный элемент (болт); $[\sigma_p]$, $[\sigma_{см}]$, $[\tau_{ср}]$ — соответственно допускаемые напряжения растяжения, смятия и среза; $[\tau_{\sigma}]$ – допускаемые напряжения среза болта; K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений в листе в зоне отверстия под крепежный элемент [20].

Неподвижными называются соединения, которые характеризуется отсутствием взаимного перемещения сопрягаемых деталей при всех видах нагружения во всем диапазоне расчетных и эксплуатационных нагрузок. Для неподвижных соединений допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ на поверхности сопряжения детали с соединительным элементом принимают равными $(1...1,3)\sigma_B$. Для особо ответственных соединений считают $[\sigma_{см}] = \sigma_B$. Если поверхность сопряжения имеет цилиндрическую форму (например, при использовании в соединении болтов или осей), площадь поверхности смятия определяется соотношением $F_{см} = td$, где t — длина контактной поверхности; d — диаметр окружности, образующей поверхность контакта (рис. 4.22). К неподвижным относится большая часть болтовых соединений.

Подвижные и малоподвижные соединения отличаются друг от друга не столько степенью подвижности, а тем, при каких нагрузках происходит перемещение сопрягаемых деталей.

Подвижными называются такие соединения, в которых перемещение сопрягаемых деталей происходит под действием расчетных нагрузок. Обычно подвижность в соединении обеспечивается за счет выбора соответствующей посадки с зазором оси в отверстие одной из соединяемых деталей.

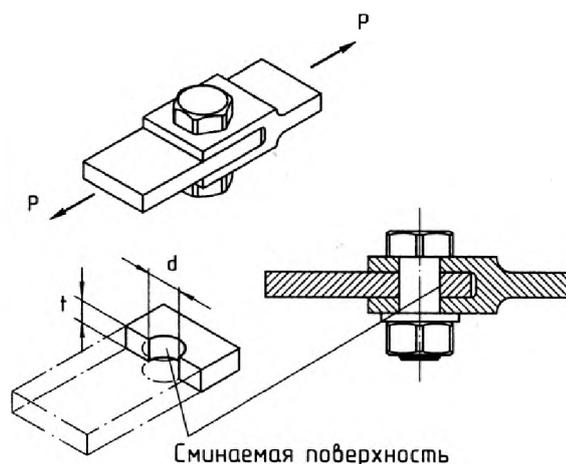


Рис. 4.22 Определение поверхности смятия детали.

Наличие зазора неизбежно ведет к уменьшению площади контакта поверхностей болта и отверстия. Соответственно увеличивается удельная нагрузка на контактную поверхность. Большие нагрузки могут выдавить смазочный материал в соединении и вызвать сильное изнашивание трущихся деталей. С целью уменьшения давления на единицу поверхности в подвижном соединении допускаемые напряжения смятия снижают до уровня $[\sigma_{см}] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_B$. Это ведет к увеличению требуемой площади поверхности смятия. При этом увеличиваются размеры и масса соединения. Большинство подвижных соединений осуществляются с помощью болтов (осей), исполняющих роль разного рода шарниров, и подшипников скольжения.

Малоподвижное соединение характеризуется отсутствием взаимного перемещения сопрягаемых деталей под действием расчетной нагрузки. К таким соединениям относится, например, шарнирное соединение подкосов убираемого шасси. При посадке, когда шасси выпущено и подкосы находятся в замках, в условиях действия расчетных посадочных нагрузок перемещения узлах сопряжения подкосов со стойками шасси отсутствуют, то же время, при уборке и выпуске шасси, когда на него действуют только аэродинамические силы во много раз меньше расчетных, подкосы имеют свободное перемещение. Для малоподвижных соединений принимают $[\sigma_{см}] = 0,65 \sigma_B$.

Все нарезные крепёжные элементы должны быть надёжно застопорены от самоотвёртывания. Стопорение заключается в том, что стопоримая деталь соединяется со стопорящей деталью жёсткой связью – стопором; отвёртывание стопоримой детали невозможно без среза, разрушения или деформации стопора.

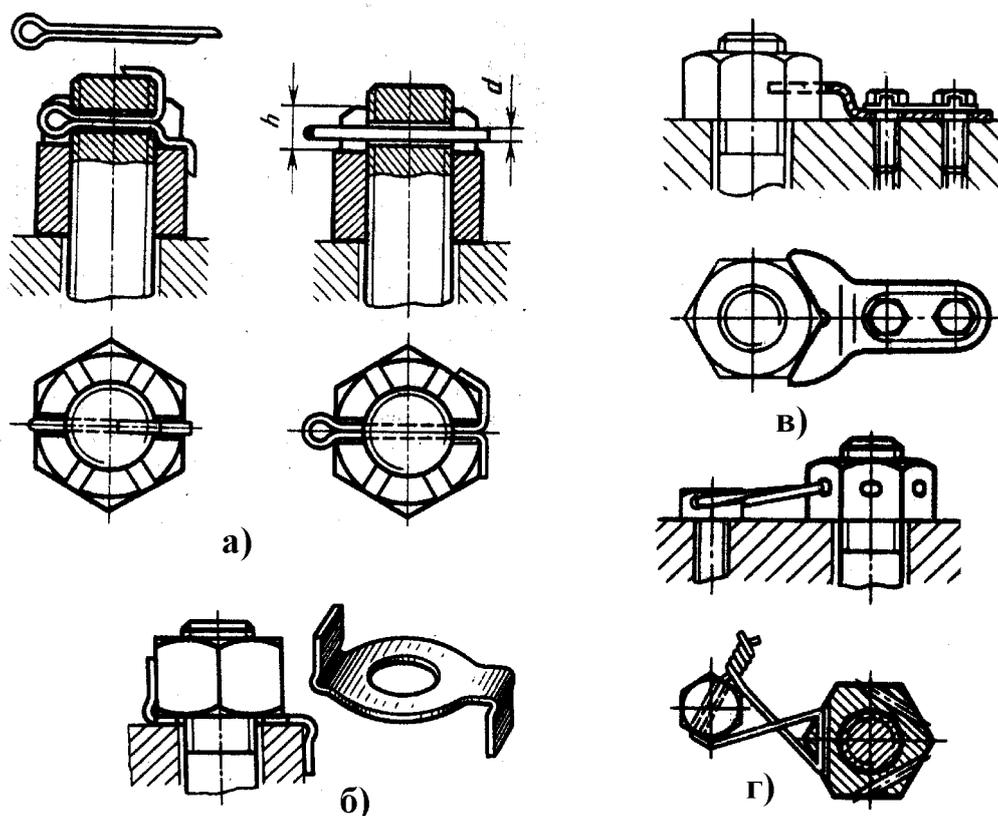


Рис. 4.23 Основные виды стопорения болтовых соединений.

К этому способу относят стопорение шплинтами (рис.4.7,а), отгибными шайбами (рис.4.7,б), пластинками (рис.4.7,в), вязочной проволокой (рис.4.7,г).

Существуют и другие современные способы стопорения болтовых резьбовых соединений.

Расчёт болтовых соединений при внецентренном приложении нагрузки

Рассмотрим систему крепёжных болтов, соединяющих кронштейн и стенку при внецентренном приложении нагрузки P (рис.5.1). Прочностной расчёт системы крепежа при таком нагружении ведут пошагово методом последовательных приближений [26].

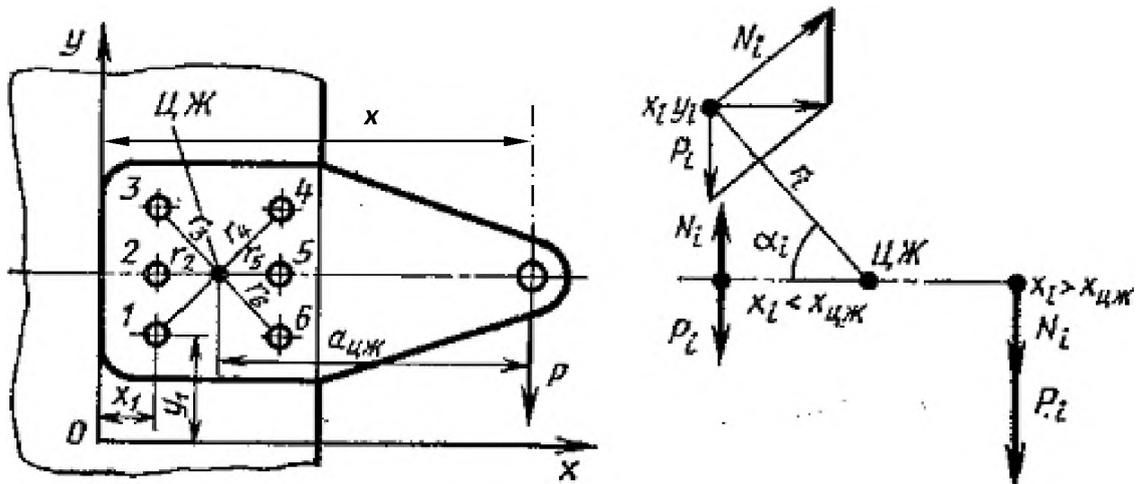


Рис. 4.24 Схема нагружения болтов при внецентренном приложении нагрузки.

Ниже представим алгоритм первого шага по расчёту такого соединения:

1) Выбираем систему координат с осью Oy , параллельной силе P , задаёмся величиной этой силы и расстоянием x до линии её действия;

2) Задаёмся количеством элементов крепежа n , их диаметрами d_i ($i=1 \dots n$), координатами осей элементов крепежа x_i , y_i , модулями сдвига материалов элементов крепежа G_i ;

3) Находим площади поперечных сечений крепёжных элементов $F_i = \pi \cdot d_i^2 / 4$ и их сдвиговые жёсткости $G_i F_i$;

4) Вычисляем срезающую нагрузку от силы P на каждом крепёжном

элементе $P_{Qi} = P \cdot \frac{F_i G_i}{\sum_{i=1}^n F_i G_i}$;

5) Определяем положение центра жёсткости (ц.ж.) соединения

$$x_{цж} = \frac{\sum_{i=1}^n F_i G_i x_i}{\sum_{i=1}^n F_i G_i}; \quad y_{цж} = \frac{\sum_{i=1}^n F_i G_i y_i}{\sum_{i=1}^n F_i G_i};$$

6) Находим величину скручивающего момента $M = P \cdot (x - x_{цж}) = P \cdot a_{цж}$;

7) Вычисляем расстояния от центров крепёжных элементов до ц.ж.

соединения $r_i = \sqrt{(x_{цж} - x_i)^2 + (y_{цж} - y_i)^2}$;

8) Определяем скручивающий момент, воспринимаемый каждым крепёжным элементом $M_i = M \cdot \frac{G_i F_i r_i^2}{\sum_{i=1}^n G_i F_i r_i^2}$;

9) Находим срезающую нагрузку от момента M_i на каждом крепёжном элементе $P_{Mi} = M_i / r_i$, направляя её перпендикулярно r_i (см. рис.5.1);

10) Вычисляем суммарную срезающую силу, действующую на каждый крепёжный элемент $\bar{P}_i = \bar{P}_{Qi} + \bar{P}_{Mi}$ или $P_i = \sqrt{P_{Qi}^2 + P_{Mi}^2 - 2P_{Qi}P_{Mi} \cdot \cos \alpha_i}$, где $\cos \alpha_i = (x_{цж} - x_i) / r_i$;

11) Проверяем все крепёжные элементы по условию прочности на срез $P_i / F_i \leq \tau_b$. Если условие выполняется, то расчёт можно закончить. В противном случае необходимо увеличить количество крепёжных элементов, либо для разрушающихся элементов увеличить диаметр, либо использовать для этих элементов материал с бóльшим модулем сдвига. После внесения изменений необходимо выполнить новый шаг, начиная со второго пункта алгоритма.

На практике обычно ставят крепёжные элементы одного диаметра из одного материала, т.е. $d_i = d$ и $G_i = G$. Тогда в алгоритме используется одно условие прочности $P_{i \max} / F \leq \tau_b$.

Конструирование и расчёт проушин

В большинстве разъёмных соединений, применяемых в авиационных конструкциях, широко используются различные проушины. От правильного конструирования проушин в значительной степени зависит надёжность и ресурс агрегатов и вертолета в целом. Любой стык является критическим местом и сделать его равно выносливым регулярному полотну без значительного увеличения массы невозможно. Необходимо стремиться к тому, чтобы это увеличение было минимальным.

Концентрация напряжений в зоне отверстий ведёт к увеличению массы проушин, а масса проушин подвижных соединений также возрастает из-за снижения напряжений смятия под болтами.

Узлы, состоящие из проушин, соединенных болтами или осями, широко применяются в конструкциях агрегатов вертолета, как в неразъемных, так и в разъемных соединениях (рис. 4.25). Они также обеспечивают кинематику узлов, деталей и могут передавать усилия при изменении направления их действия. Как правило, соединения с проушинами устанавливаются в местах передачи сосредоточенной, большой по величине нагрузки. Поэтому они являются ответственными и высоконагруженными силовыми элементами.

От назначения, условий работы и характера нагружения зависят методы их расчета. В основном это приближенные методы, базирующиеся на использовании экспериментальных результатов.

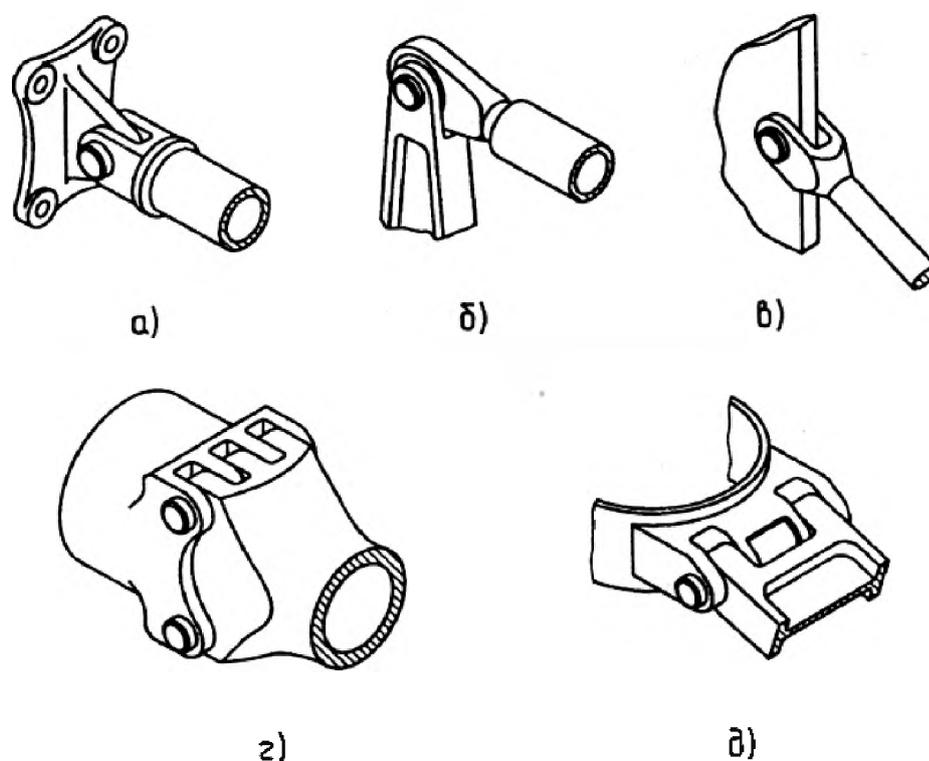


Рис. 4.25 Соединения с проушинами: а, б — типа "ухо-вилка"; в — соединение вилки с отверстием на плоскости; г, д — многоушковые соединения.

При высоких статических нагрузках нарушение работоспособности соединения с проушинами может возникнуть вследствие разрыва или среза проушин и вилок, недопустимых пластических деформаций в зонах контактного смятия, среза и необратимого изгиба болта (оси). Проушина, воспринимающая нагрузку со стороны оси, вставленной в ее отверстие, находится в сложном объемном напряженном состоянии. В расчетных моделях обычно его заменяют плоским напряженным состоянием.

Величина напряжений и характер разрушения проушин зависят от их формы и относительных размеров D/d , H/d , a/b , t/d (рис. 4.26), а также от направления внешней нагрузки. Небольшой зазор или натяг между болтом и отверстием, форма основания и масштабный фактор незначительно влияют на статическую прочность проушин. Если в проушине нет трещин, пор и других начальных дефектов, то наиболее вероятные места ее разрушения при разрыве: боковая (сечение 1-1) или верхняя (сечение 2-2) перемычки, при смятии - срезе перемычки (сечении 3-3) и при смятии- поверхности отверстия в зоне контакта с болтом (рис. 4.26).

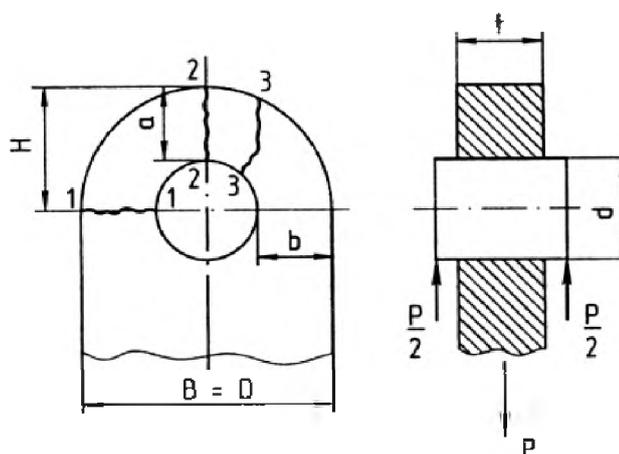


Рис. 4.26 Схема проушины с указанием наиболее возможных мест разрушения при статическом нагружении.

Условие статической прочности при расчете проушины на разрыв по сечению 1-1 записывается в виде:

$$\sigma = \frac{P_p}{2bt} \leq K_{p1}[\sigma] \quad (4.15)$$

где K_{p1} — коэффициент, учитывающий влияние геометрии на разрушающее напряжение в сечении 1-1;

Условие статической прочности при расчете проушины на разрыв перемычки по сечению 2-2 записывается в виде:

$$\sigma = \frac{P_p}{2at} \leq K_{p2}[\sigma] \quad (4.16)$$

где K_{p2} — коэффициент, учитывающий влияние геометрии проушины на среднее разрушающее напряжение в сечении 2-2.

Если параметры $D/d = 2...3$ и $a/b = 1,...1,4$, то влияние геометрии проушин и свойств материала на коэффициент K_{p1} невелико, и его величину для одинарной проушины можно определить по приближенной формуле [20]:

$$K_{p1} = 0,56 + 0,46 \frac{a}{b} - 0,1 \frac{D}{d}$$

При расчете соединений типа "ухо-вилка" (см. рис. 4.25,а) следует учитывать, что прочность проушины вилки из-за несимметричного приложения нагрузки ниже прочности одинарной проушины уха. Особенно существенна эта разница для вилок и проушин из алюминиевых сплавов, для которых она достигает 30...40% при $a/b = 1,...1,3$ и $2,5 < D/d < 3,5$ (рис. 4.27). Соединения с такими параметрами часто встречаются в конструкциях агрегатов вертолетов.

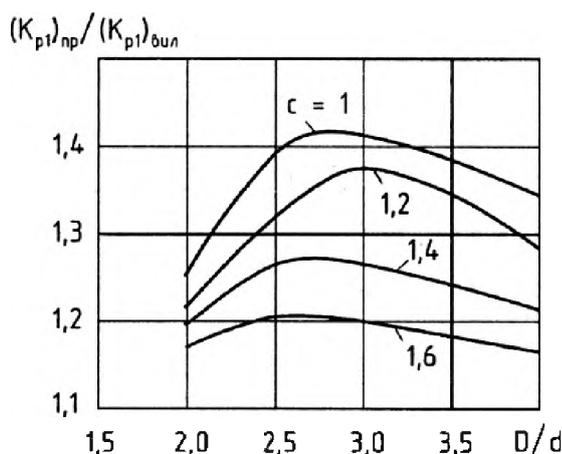


Рис. 4.27 Зависимость прочности одинарной проушины уха от прочности аналогичной проушины вилки, оцениваемая отношением коэффициентов $(K_{p1})_{np}$ для одинарной проушины и $(K_{p1})_{вил}$ - для вилки.

Величину K_{p2} можно при $D/d < 3$ определить по приближенной формуле [20]:

$$K_{p2} = 1,15 - 0,3 \frac{a}{b}$$

Условие статической прочности при срезе перемычки проушины в сечении 3-3:

$$\tau = \frac{P_p}{2F_{cp}} = \frac{P_p}{2(a + 0,205d)t} \leq K_{cp} [\tau] \quad (4.17)$$

где K_{cp} - коэффициент, учитывающий влияние геометрии проушины на среднее разрушающее напряжение среза в сечении 3-3.

Условие статической прочности при расчете на контактное смятие под болтом (осью) определяется выражением:

$$\sigma = \frac{P_p}{dt} \leq K_{cm} [\sigma_{cm}] \quad (4.18)$$

где K_{cm} - коэффициент, учитывающий влияние геометрии проушины на среднее разрушающее напряжение смятия под крепежом.

Для прямых проушин ($a=b$) экспериментально установлено, что независимо от места и характера разрушения расчет проушин можно проводить только на разрыв по сечению 1-1 и на контактное смятие под болтом.

Расчет клеевых соединений

Клеевым называется неразъемное соединение, выполненное с использованием клея. Соединение происходит за счет адгезии (прилипания), обусловленной межмолекулярными силами связи между поверхностями соединяемых деталей и поверхностью расположенного между ними клеевого слоя. Благодаря созданию высококачественных клеев на основе полимеров соединению склеиванием подвергаются практически все конструкционные материалы, используемые в авиационной технике.

В конструкции вертолета клеевые соединения нашли широкое применение благодаря их высокой усталостной прочности. Они используются при изготовлении лопастей несущих и рулевых винтов, элементов каркасных конструкций и т.п. Клеевые соединения являются одним из основных видов соединений в конструкциях, где используются композиционные материалы.

Основные недостатки клеевых соединений: старение со временем; малая прочность при неравномерном отрыве; необходимость сложной оснастки для изготовления конструкций сложного профиля и точной пригонки склеиваемых поверхностей; трудность контроля качества склейки.

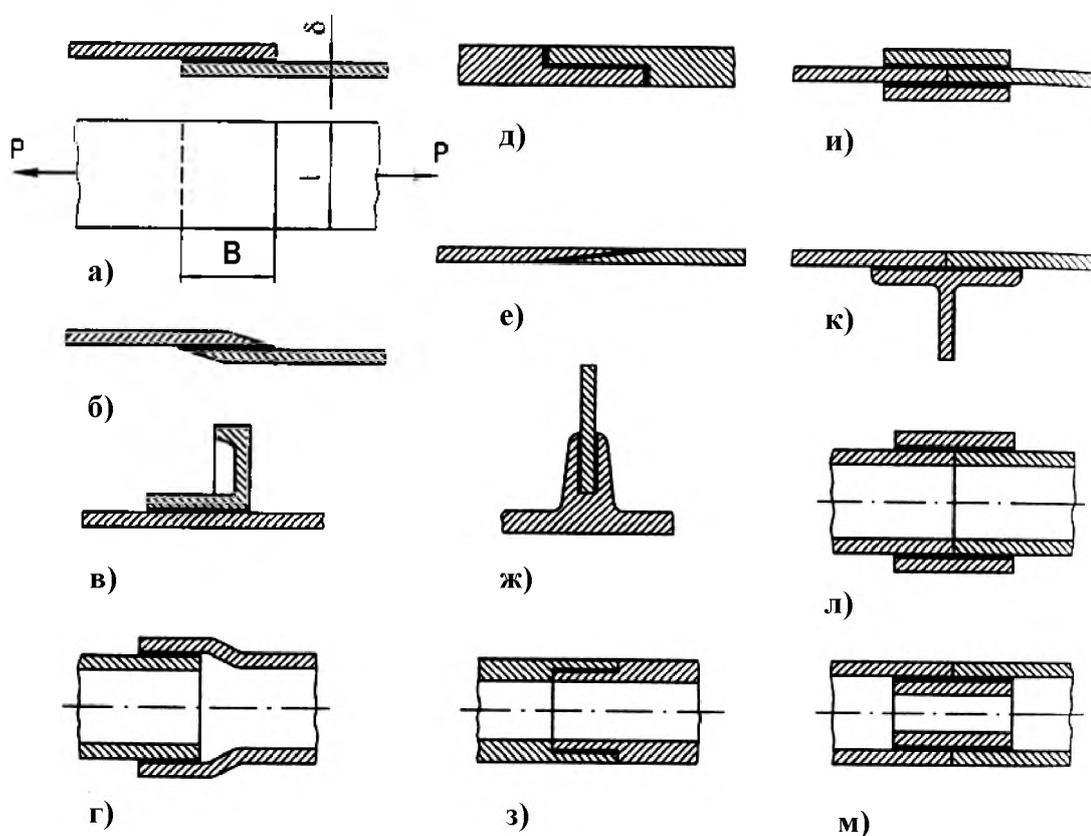


Рис. 4.28 Клеевые соединения: а-г — внахлестку; д-з — врезные и стыковые по косому срезу; и-м — с накладками.

На рис. 4.28 представлены наиболее распространенные типы клеевых соединений, используемых в конструкции современных вертолетов: нахлесточные (рис. 4.28,а-г), врезные и стыковые по косому срезу, позволяющие получать гладкие внешнюю и внутреннюю поверхности (рис. 4.28,д-з), с накладками (рис. 4.28,и-м).

Большинство конструкционных клеев, используемых в авиационных конструкциях, представляют собой композиции на основе полимерных материалов.

В зависимости от теплостойкости получаемого соединения различают четыре группы конструкционных клеев: с низкой теплостойкостью (до $+80^{\circ}\text{C}$); со средней теплостойкостью (до $+150^{\circ}\text{C}$); с хорошей теплостойкостью (до $+200\dots350^{\circ}\text{C}$) и с высокой теплостойкостью ($+1000^{\circ}\text{C}$ и выше).

В зависимости от состояния при нанесении конструкционные клеи разделяют на жидкие, пастообразные, пленочные, порошкообразные и твердые.

Наиболее полно требованиям вертолетостроения удовлетворяют пленочные клеи на основе модифицированных эпоксидных смол. Эпоксидные пленочные клеи, как правило, не требуют подслоя жидкого клея и высокого давления при склеивании, а также не выделяют при отверждении летучих веществ. Пленочные клеи применяются при изготовлении сотовых конструкций, для склеивания высоконагруженных деталей из металлов, композитов и элементов конструкции из полиамидной бумаги.

Наиболее широко применяются пленочные клеи ВК-24, ВК-24М, ВК-31, ВК-36, ВК-40, ВК-41 и ВК-50. В частности, пленочный клей ВК-50 используется на ряде лопастей несущих винтов вертолетов для приклейки хвостовых отсеков к лонжерону. Отличительной особенностью клея ВК-36 является его более высокая по сравнению с другими пленочными клеями теплостойкость (до $+150^{\circ}\text{C}$). Высокими технологическими свойствами обладают клеи ВК-40, ВК-41. Отверждение этих клеев происходит при более низких температурах (до $+120^{\circ}\text{C}$).

В ряде конструкций используются вспенивающиеся клеи, т.к. ВКВ-1Т, ПУ-2 и ВКВ-2. Это клеи на основе эпоксидных олигомеров, которые, вспениваясь при отверждении, способны увеличиваться в объеме в $1,5\dots2$ раза и заполнять зазоры между склеиваемыми поверхностями деталей в пределах $0,1\dots3$ мм. Одним из применений вспенивающегося клея является склеивание по периметру сотового

заполнителя с элементами каркаса сотовой панели и соединение отдельных блоков сотового заполнителя между собой.

Для контровки и уплотнения резьбовых соединений, фиксации деталей в неподвижных соединениях используются анаэробные клеи. Интервал рабочих температур анаэробных клеев от -200°С до +300°С.

Основными параметрами клея является прочность при сдвиге, отрыве и диапазон рабочих температур. В табл. 4.6 приведены значения предела прочности клеевого слоя при сдвиге $[\tau]$ для некоторых марок клея.

Характеристики прочности клеев при сдвиге и отрыве [2]. Таблица 4.6

Марка клея	Температура испытаний (работы), °С								
	-60	+20	+60	+150	+200	+300	+20	+60	+200
	При сдвиге, МПа						При отрыве, МПа		
ПУ-2	14	18	16	1,5	-	-	35	20	3
БФ-2	10	20	9	-	-	-	45	-	2
МПФ-1	-	15	8	-	-	-	-	-	-
ВК-32-200	30	20	15	10	8	4	50	-	3
ВС-10М	14	18	15	12	10	6	-	-	1
ВК-32-ЭМ	14	15	18	1	-	-	40	46	2
ВК-1	17	16	-	4	1	-	25	-	2
ВК-5	14	10	2	-	-	-	-	-	-
ВК-9	15	14	11	4	2	-	-	-	-
ВК-13	28	17	15	12	10	5	-	-	-
ВК-40	25	32	25	-	-	-	-	-	-

Помимо марки клея, статическая и усталостная прочность клеевого соединения определяется технологическими и конструктивными факторами. От конструкции соединения зависит распределение и концентрация напряжений в клеевом шве. Определение площади клеевого соединения из условия сдвига:

$$\tau = \frac{\alpha_{\tau} P_{cm}}{F} \leq [\tau] \quad (4.19)$$

где: F – площадь склейки, м², $[\tau]_{сдвига}$ – допускаемые напряжения в клеевом шве, α_{τ} – коэффициент концентрации напряжений в клеевом шве, τ_{cp} – средние напряжения в клеевом шве.

Потребная площадь склейки и длина нахлеста: $F = \frac{\alpha_\tau P_{cm}}{\tau_{cp}}, B = \frac{F}{l}$

где: l – длина клеевого шва.

Коэффициент концентрации напряжений α_τ определяется как максимальная величина из двух ожидаемых значений, вычисленных на краях клеевого шва:

$$\alpha_\tau = \frac{\tau_{max}}{\tau_{cp}}, \quad (4.20)$$

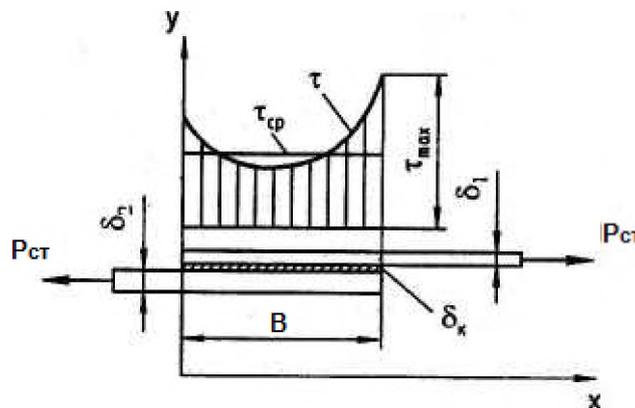


Рис. 4.29 Расчетная схема нахлесточного клеевого соединения.

Определение средних напряжений в клеевом шве [20]:

$$\tau_{x=0} = P_{cm} \sqrt{\frac{E_1 \delta_1}{E_1 \delta_1 + E_2 \delta_2} \cdot \frac{G}{E_2 \delta_2 \delta_k}}, \tau_{x=B} = P_{cm} \sqrt{\frac{E_2 \delta_2}{E_1 \delta_1 + E_2 \delta_2} \cdot \frac{G}{E_1 \delta_1 \delta_k}}$$

где: G, δ_k - модуль сдвига и толщина клеевой прослойки; E_1, E_2 и δ_1, δ_2 — соответственно модули упругости и толщины склеиваемых элементов.

Напряжения, возникающие в клеевом соединении при действии внешних нагрузок, накладываются на начальные (остаточные) напряжения, появляющиеся в процессе склеивания. Наибольших величин эти остаточные напряжения достигают в случае склеивания при повышенных температурах разнородных элементов. Зависимость температурных напряжений τ_t в клеевой прослойке при соединении разнородных элементов имеет вид [27]:

$$\tau_t = \sqrt{\frac{G \cdot E_1 \delta_1 \cdot E_2 \delta_2}{\delta_k (E_1 \delta_1 + E_2 \delta_2)}} t (\alpha_2 - \alpha_1) e^{-kx} \quad (4.21)$$

где t — перепад температур при охлаждении после склеивания; α_1 и α_2 — соответственно температурный коэффициент первого и второго элемента.

Проверка прочности клеевого соединения: $\eta = \frac{[\tau]}{\tau}$.

4.6 Выбор метода базирования и установочных баз при сборке

При выборе установочных баз при сборке агрегата нужно определить [3]:

- вид главной базирующей поверхности агрегата, т.е. поверхности, которую необходимо зафиксировать в приспособлении и которая определяет количество и форму фиксаторов обвода (рубильников и ложементов);

- метод базирования и способ сборки (метод указывает последовательность сборки с обшивки или каркаса), а способ - как ведется сборка (по сборочным или базовым отверстиям).

4.7 Выбор и назначение шероховатости поверхностей, допусков и посадок сопрягаемых деталей при сборке

Усталостные трещины всегда возникают на поверхности детали. Влияние состояния поверхности детали на выносливость детали агрегата вертолета при усталостном нагружении характеризуется выбором и назначением шероховатости поверхностей проектируемой детали при ее изготовлении.

Основные параметры шероховатости поверхности стандартизированы. К ним относятся средняя высота неровностей R_z , среднее арифметическое отклонение высоты неровностей R_a , радиус кривизны впадин шероховатости ρ , направление неровности и др. Из перечисленных величин наибольшее влияние на предел выносливости детали оказывает R_z . В таблицах 4.7 -4.8 показаны основные значения параметров шероховатости назначаемые для некоторых методов обработки деталей вертолетных агрегатов согласно ГОСТу.

Значения параметров шероховатости [25]

Таблица 4.7

Обработываемые поверхности	Методы обработки	Параметры шероховатости												
		Rz					Ra					Rz		
		320	160	80	40	20	2,5	1,25	0,63	0,32	0,160	0,080	0,040	0,100
Наружные цилиндрические	Обтачивание	Предварительное	■	■	■	■								
		Чистовое			■	■	■	■						
		Тонкое							■	■				
	Шлифование	Предварительное						■						
		Чистовое							■	■				
		Тонкое								■	■			
	Притирка	Грубая							■	■				
		Средняя								■	■			
		Тонкая									■	■	■	■
	Отделка абразивным полотном								■	■				
Обкатывание роликом								■	■	■	■			
Шлифование Суперфиниширование										■	■	■	■	
Внутренние цилиндрические	Растачивание	Предварительное	■	■	■	■								
		Чистовое			■	■	■	■						
		Тонкое							■	■				
	Сверление				■	■	■							
					■	■	■							
	Зенкерование	Черновое (по корке)			■	■	■							
		Чистовое				■	■	■						
	Развертывание	Нормальное							■	■				
		Точное								■	■			
		Тонкое									■	■		
	Протягивание						■	■	■					
	Внутреннее шлифование	Предварительное						■	■					
		Чистовое							■	■	■			
Калибрование шариком								■	■	■	■			
								■	■	■	■			
									■	■	■	■		
Притирка	Грубая							■	■					
	Средняя								■	■				
	Тонкая									■	■	■		
Шлифование Притирка Хонингование	Нормальное							■	■	■	■			
	Зеркальное									■	■	■		
Плоскости Обозначение шероховатости по ГОСТ 2789-73	Строгание	Предварительное	■	■	■	■								
		Чистовое			■	■	■	■						
		Тонкое							■	■				
	Цилиндрическое фрезерование	Предварительное		■	■	■	■							
		Чистовое			■	■	■	■						
		Тонкое						■	■					
	Торцовое фрезерование	Предварительное		■	■	■	■							
		Чистовое			■	■	■	■						
		Тонкое						■	■					
Торцовое точение	Предварительное	■	■	■	■									
	Чистовое			■	■	■	■							
	Тонкое							■	■					
Плоское шлифование	Предварительное						■	■						
	Чистовое							■	■					
Притирка	Грубая							■	■					
	Средняя								■	■				
	Тонкая									■	■	■		

Обозначение классов чистоты поверхности по ГОСТ 2789-59		▽1	▽2	▽3	▽4	▽5	▽6	▽7	▽8	▽9	▽10	▽11	▽12	▽13	▽14
Обозначение шероховатости поверхности по ГОСТ 2789-73	Rz—Rmax мкм	Rz320	Rz160	Rz80	Rz40	Rz20								Rz0,1	Rz0,05
	Ra наибольшее значение	80	40	20	10	5	2,5	1,25	0,63	0,32	0,16	0,08	0,04	0,02	0,01
	Ra предпочит. значение	50	25	12,5	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1	0,05	0,025	0,012	

Обеспечение точности взаимного положения деталей в сборке

При сборке узла, агрегата детали устанавливаются одна относительно другой в определенном порядке. Здесь большое значение имеют такие понятия, как центрирование, базирование деталей, применение допусков и посадок.

От точности центрирования (соосности) деталей в сборке во многом зависит работоспособность узла, агрегата [20]. При центрировании по цилиндрическим поверхностям применяются посадки с зазором H/h , H/g и переходные посадки H/js , H/k , H/m .

Наиболее распространенными являются посадки H/h , называемые **скользящими посадками**. Они самые плотные из всех свободных посадок и обеспечивают минимальные зазоры в соединении (наименьший гарантированный зазор равен нулю). В зависимости от требований к центрированию выбирается квалитет — степень точности посадки [20]. Посадка H/g гарантирует небольшой зазор, изменяющийся с увеличением диаметра. Эти **свободные посадки** и обеспечивают взаимное перемещение при сохранении высокой точности центрирования. Но они очень чувствительны к увеличению зазора, поэтому их применяют в высоких квалитетах.

Посадки H/js , H/k , H/m являются **переходными посадками**. Их используют для неподвижных соединений деталей. Посадка H/js применяется в легкоразъемных неподвижных центрирующих соединениях, подвергающихся частой разборке. Посадка H/k (плотная) применяется вместо посадки H/m (скользящей) в тех случаях, когда необходимо получить более высокую точность центрирования в неподвижном соединении при сохранении

технологической точности изготовления детали в том же качестве. Она обеспечивает большую точность центрирования при достаточно легкой сборке (с помощью молотка). Посадка H/m самая плотная из этих трех. Она характеризуется большой вероятностью появления натяга (около 95%), чем зазора, и обеспечивает центрирование деталей с эксцентриситетом, равным в большинстве соединений нулю. Однако это усложняет сборку и разборку соединений по сравнению с посадками H/js и H/k .

Для улучшения точности центрирования целесообразно его делать по наименьшему диаметру конструкции. В корпусных деталях центрирующие поверхности должны выполняться в виде отверстий, обрабатываемых на проход с одной установки, что обеспечивает их соосность (рис. 4.30,а). Нельзя допускать в одном узле центрирование деталей одновременно по нескольким поверхностям. Центрировать необходимо по одной поверхности, предусматривая по остальным зазоры (рис. 4.30,б).

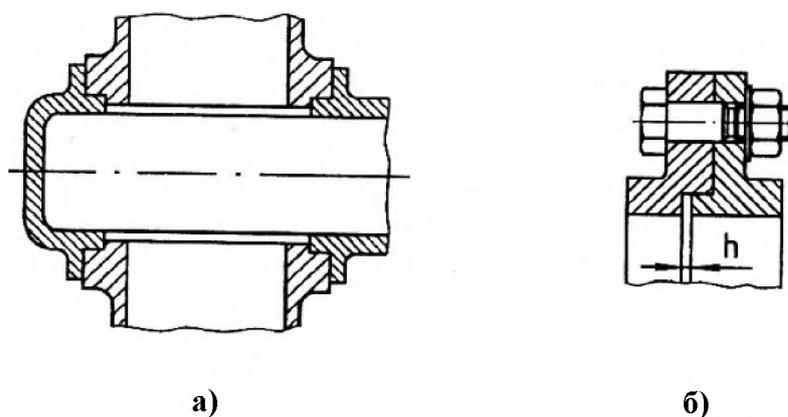


Рис. 4.30 Центрирование деталей: а- по отверстиям, б- по одной поверхности.

В резьбовых соединениях для центрирования детали необходимо предусматривать дополнительные элементы (втулки, цилиндрические пояски и т.п.). Выбор способа базирования влияет на качество сборки узла. Базирование должно иметь наименьшую погрешность. **Погрешностью базирования** называется отклонение фактически полученного положения от требуемого. Базирование деталей может происходить по плоским, цилиндрическим, торцевым поверхностям и их комбинациям.

Такие поверхности называются *базовыми*. Рассмотрим пример базирования тел вращения (штулок, валов, осей колес и пр.). В посадках с зазором и переходных посадках погрешность базирования зависит от величины зазора. В зависимости от величины зазора и отклонения от параллельности отмеченных поверхностей возможны два случая базирования деталей:

1. Зазор z мал, и деталь соприкасается с валом по цилиндру в точках a, b, c (рис. 4.31,а). Между торцами детали и буртиком вала при достаточно большой погрешности в их параллельности остается клиновидный зазор. Основной базой в этом случае является цилиндр (отверстие детали).

2. Зазор z достаточно велик, и при относительно небольшой погрешности в параллельности торец детали прилегает к буртику вала (рис. 4.31,б). Основной базой в этом случае является торец детали.

Чтобы определить, какая из базирующихся поверхностей является основной — цилиндр или торец, сравнивают погрешность базирования по цилиндру $\omega_{ц}$ и по торцу $\omega_{т}$.

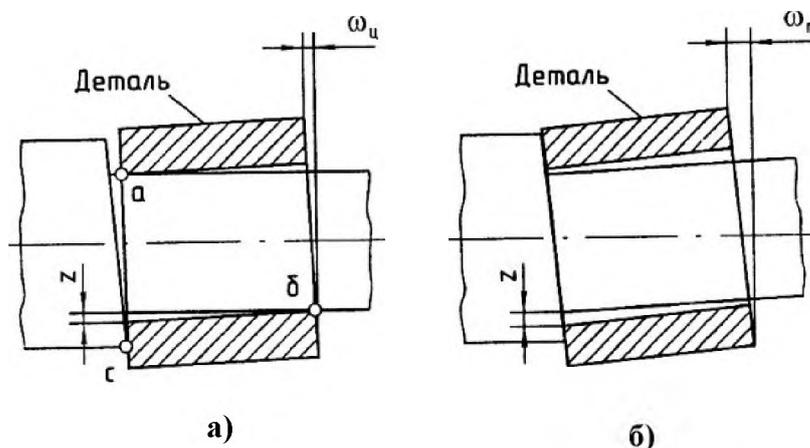


Рис. 4.31 Схема базирования детали по поверхности: а- отверстия, б- торца.

Если $\omega_{т} > \omega_{ц}$, то основная база торец, если $\omega_{т} < \omega_{ц}$ — цилиндр.

В таблице 4.9 [25] приведены значения шероховатости поверхности отверстий и валов в системе отверстия в зависимости от класса точности и полей допусков, которые необходимо применять студентам при оформлении сборочных чертежей курсового проекта.

Шероховатости поверхности отверстий и валов в системе отверстия в зависимости от класса точности Таблица 4.9

Класс точности (квалитет)	Обозначение полей допусков			РАЗМЕРЫ, мм										
				1...3	3...6	6...10	10...18	18...30	30...50	50...80	80...120	120...180	180...260	260...360
2 (6-7)	ОТВЕРСТИЕ	A	H7	Ra=0,63	Ra=1,25	Ra=2,5			Ra=20			Ra=40		
		Гр	h7			Ra=2,5			Ra=20			-		
		Цр	r6, s6	Ra=2,5			Ra=20			-				
		Г	h6	Ra=0,63	Ra=1,25	Ra=2,5			Ra=20			-		
		Н	h6			Ra=2,5			Ra=20			-		
		П	js6	Ra=2,5			Ra=20			-				
		С	h6	Ra=2,5			Ra=20			-				
		Д	e6	Ra=2,5			Ra=20			-				
2a (7-8)	ВАЛ	А2a	H8	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40		-		
		Цр	s7, n8	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40		-		
		Гр	h8	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40		-		
		П	js8	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40		-		
3 (8-9)	ОТВЕРСТИЕ	A3	H8, H9	Ra=0,63	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40		Ra=80	
		Цр	r6	-	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40		Ra=80	
		П	js6	-	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40		Ra=80	
		С	h6, h9	Ra=1,25	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40		Ra=80	
		Д	e6	-	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40		Ra=80	
4 (11)	ВАЛ	А4	H11	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40				
		Ц4	h11	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40				
		П4	js11	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40				
		С4	h11	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40				
5 (12)	ОТВЕРСТИЕ	A5	H12	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40				
		Ц5	h12	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40				
		П5	js12	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40				
7 (14)	ОТВЕРСТИЕ	A7	H14	Ra=1,25		Ra=2,5		Ra=20		Ra=40				

5. ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

5.1 Требования, предъявляемые к оформлению пояснительной записки

Курсовой проект должен включать проектно-конструкторскую и технологическую части. Объем пояснительной записки должен составлять от 18 до 35 страниц с рисунками, схемами, анализом и выводами.

5.2 Рекомендации по оформлению записки

При оформлении проектно-конструкторской части курсового проекта необходимо придерживаться следующей последовательности глав:

1. Исходные данные для проектирования;
2. Выбор агрегата -прототипа;
3. Описание агрегата и его основных частей и деталей;
4. Выбор конструктивно-силовой схемы агрегата;
5. Выбор материалов конструкции агрегата;
6. Определение расчетных случаев для агрегата, согласно НЛГВ;
7. Определение внешних нагрузок и схемы нагружения агрегата;
8. Проектировочный расчет сборочных частей агрегата;
9. Проектировочный расчет стыков и соединений агрегата;
10. Поверочный прочностной расчет частей агрегата и соединений;
11. Определение запасов прочности;
12. Весовой расчет спроектированного агрегата.

В технологической части описывается технологическое членение агрегата, выбор метода базирования и установочных баз при сборке агрегата, выбор и назначение шероховатости поверхностей, допусков и посадок сопрягаемых деталей при сборке агрегата и уточняется термообработка, деталировка и список стандартных изделий. Далее составляется спецификация на спроектированный агрегат.

6. ОФОРМЛЕНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ АГРЕГАТА

6.1 Требования, предъявляемые к техническим чертежам

Рабочее проектирование агрегата должно включать в себя разработку рабочих чертежей и технической документации на его изготовление. Агрегат должен быть изображен на конструктивно-сборочном чертеже в двух проекциях, а также даны сечения, разрезы и вида для выявления всех особенностей конструкции агрегата и осуществления его сборки. Объем чертежно-графических работ курсового проекта должен составлять 1 лист сборочного чертежа в формате А1 или А2, а также 2-3 чертежа сборочных единиц агрегата в формате А3 или А4.

На чертежах должны быть указаны:

- а) размеры внешнего контура агрегата;
- б) размеры, определяющие взаимное расположение основных элементов конструктивно-силовой схемы агрегата;
- в) размеры, необходимые для сборки агрегата (посадки деталей, перемещения и отклонения отдельных элементов конструкции);
- г) размеры, необходимые для стыковки разрабатываемого агрегата с другими частями вертолета;
- д) технические требования к агрегату и условия его сборки;
- е) справочная информация.

На сборочном чертеже следует указать спецификацию и определить технические условия сборки. В чертежах сборочных единиц и деталей должны быть указаны установочные базы, допуски и посадки на отверстия и валы, шероховатости поверхностей деталей.

Оформление чертежей должно соответствовать требованиям Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

6.2 Рекомендации по вычерчиванию чертежей

Вычерчивание рабочих чертежей производится точно в соответствии с требованиями ЕСКД. Рекомендуется использование для вычерчивания чертежей САД программы типа *AutoCAD*, *Solid Works*, *NX Drawing*, *Catia V5*, *Creo-Parametric 2.0*, *T-Flex*, *CADDY*, *Компас* и другие с использованием 3D моделирования. Такие программы позволяют существенно упростить и сократить время создания чертежей и иной документации.

6.3 Рекомендации по оформлению сборочных чертежей

Сборочный чертеж рекомендуется оформлять из нескольких проекций - обычно фронтальной и вида сверху. Обязательным является простановка габаритных и сборочных размеров. На сборочном чертеже рекомендуется делать сечения в районе сборочных стыков, закреплений или расчетных сечений. Отдельно, если позволяет место на сборочном чертеже вычерчиваются узлы крепления агрегата с размерами, шероховатостью поверхностей, установочных баз с допусками и посадками. В сборочном чертеже назначаются позиции сборочных единиц и деталей агрегата согласно составленной спецификации. Обязательна простановка позиций стандартных изделий из спецификации. Разрешается приводить кинематические схемы уборки/выпуска агрегата, схемы нагружения, карты слоев и схемы сборки пакетов из композиционных материалов.

Масштаб основных видов сборочного чертежа рекомендуется выбирать 1:4, 1:5, 1:10, а для каркасных агрегатов 1:20 или 1:30. Масштаб сечений и разрезов агрегата рекомендуется выбирать 1:1, 1:3, 1:5, 1:10 и другие, в зависимости от наглядности. На разрезах обязательно должна быть выполнена штриховка согласно ЕСКД.

Отдельно прорисовывается маркировка или технические требования на деталях агрегата. Тип и толщина чертежных линий применяемых при вычерчивании сборочного чертежа определяется согласно ЕСКД.

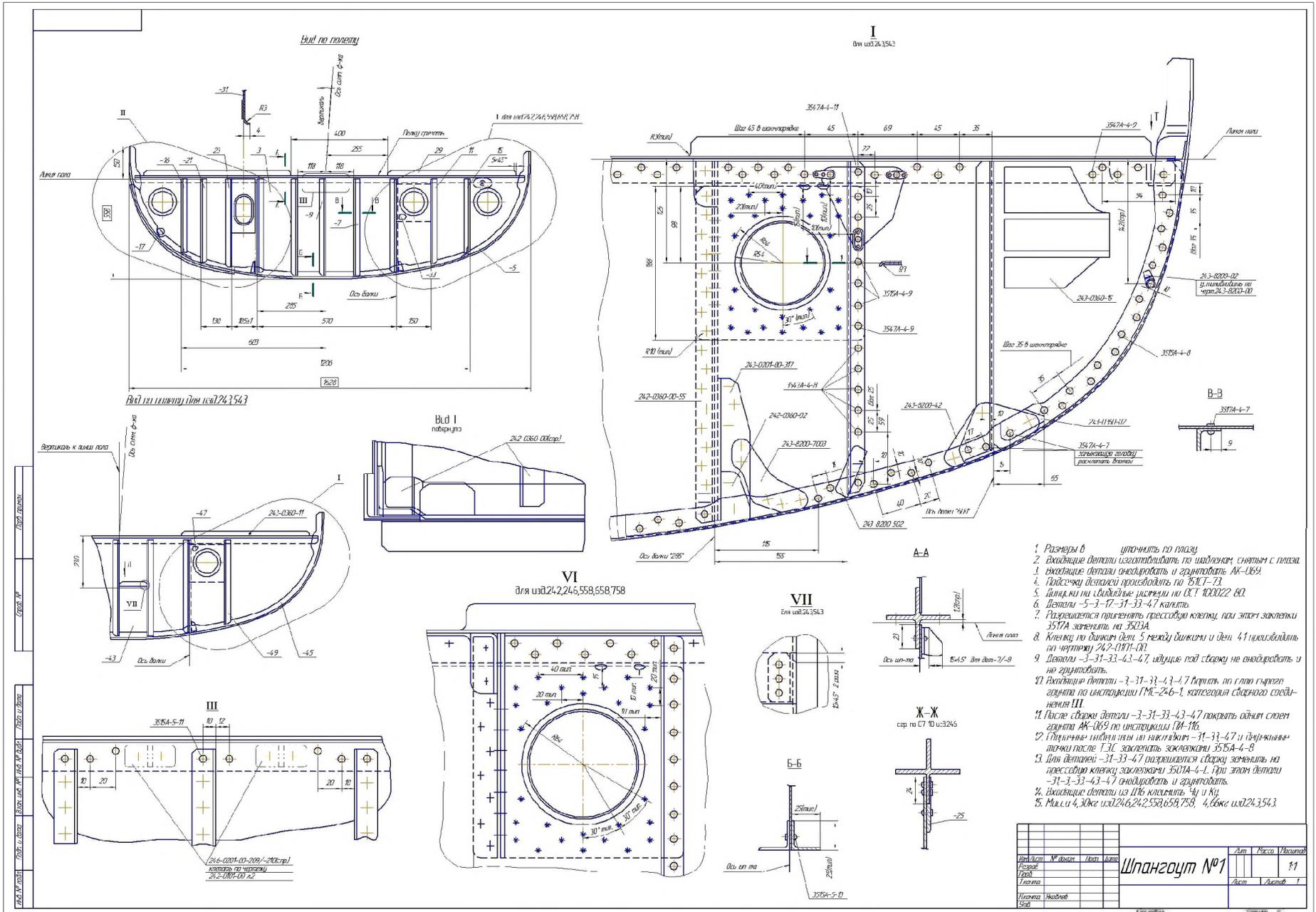


Рис. 6.1 Пример сборочного чертежа шпангоута пола фюзеляжа вертолета.

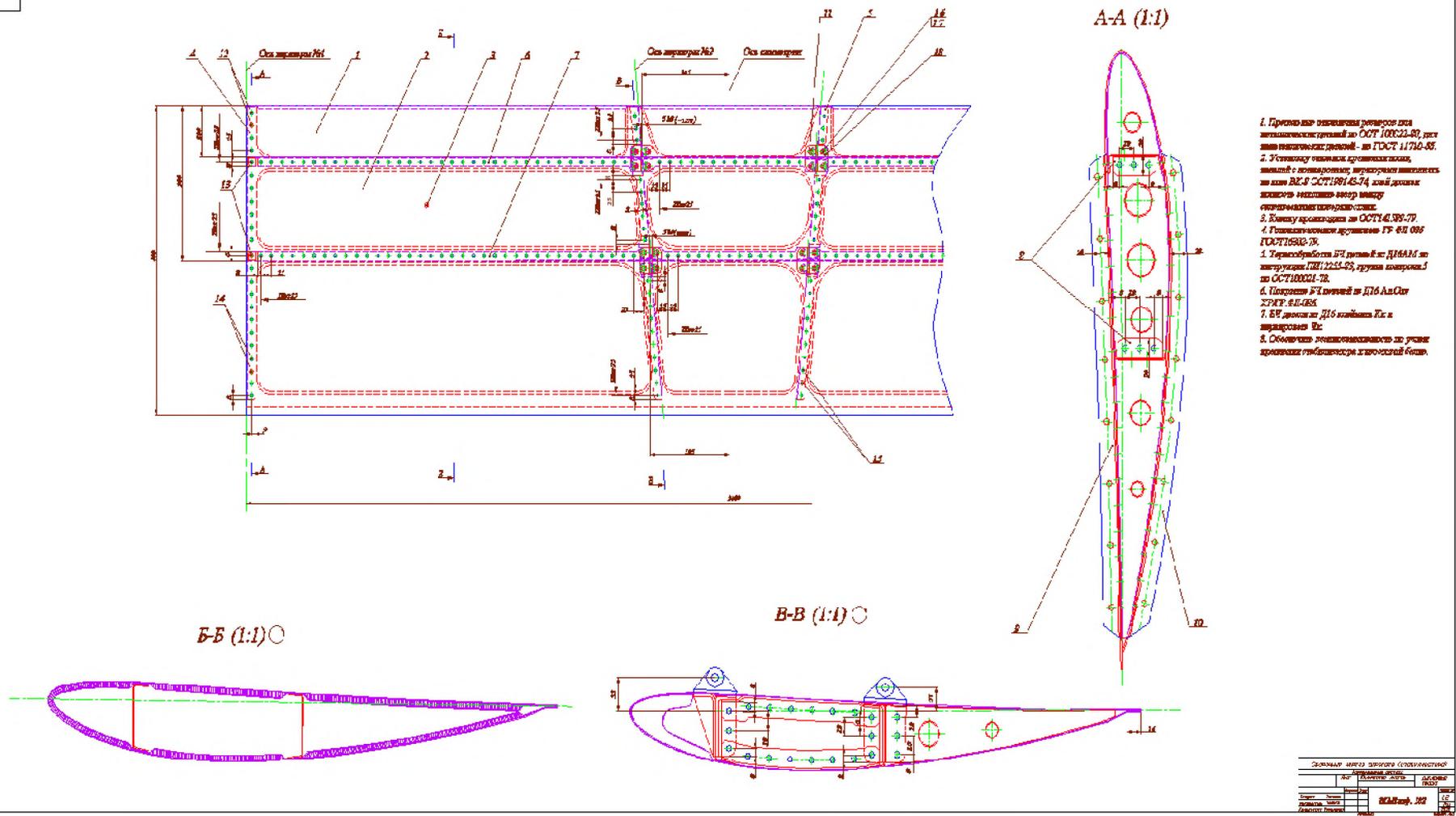


Рис. 6.2 Пример сборочного чертежа стабилизатора вертолета.

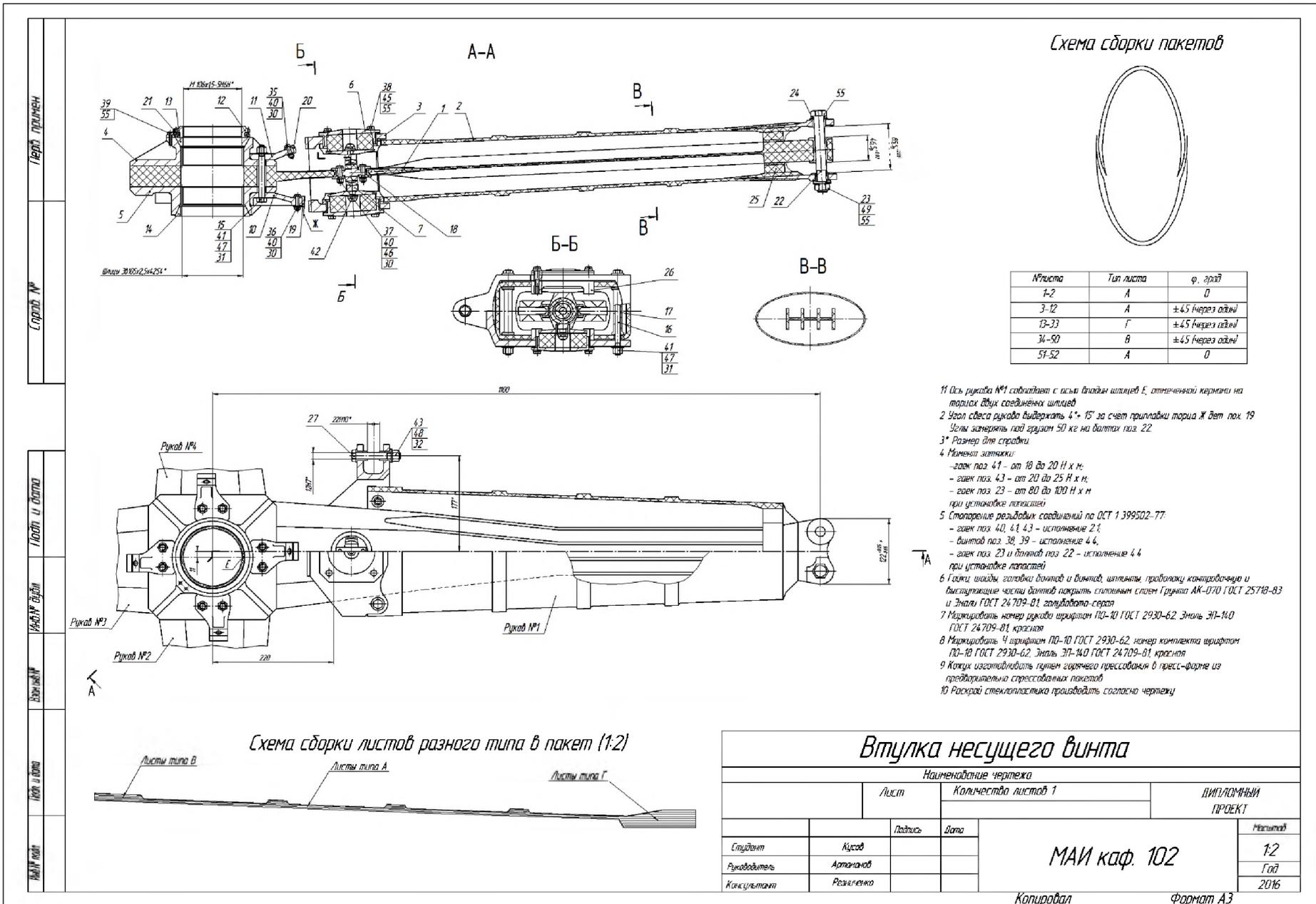


Рис. 6.5 Пример сборочного чертежа втулки со стеклопластиковыми балочными торсионными.

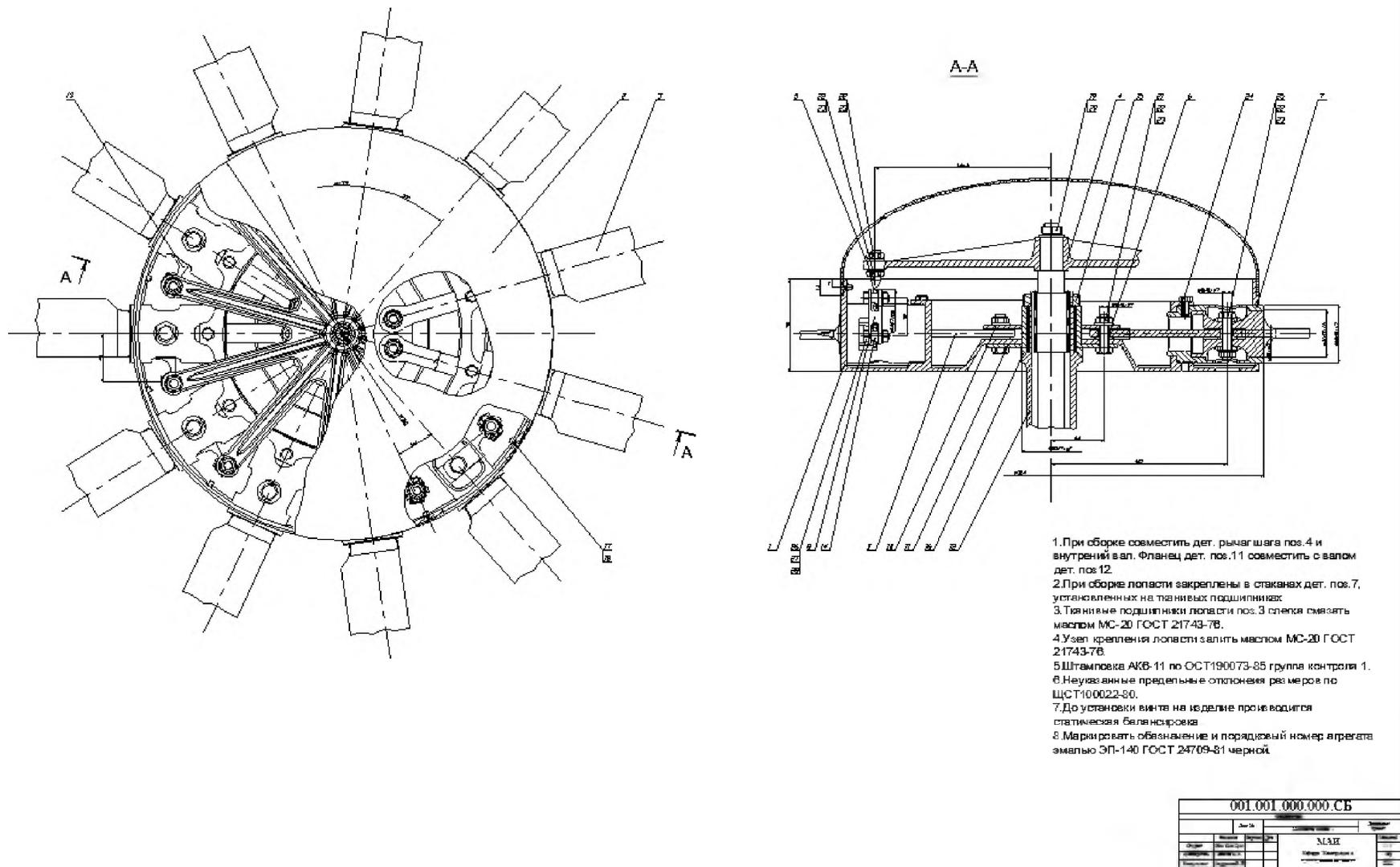


Рис. 6.6 Пример сборочного чертежа втулки РВ типа фенестрон .

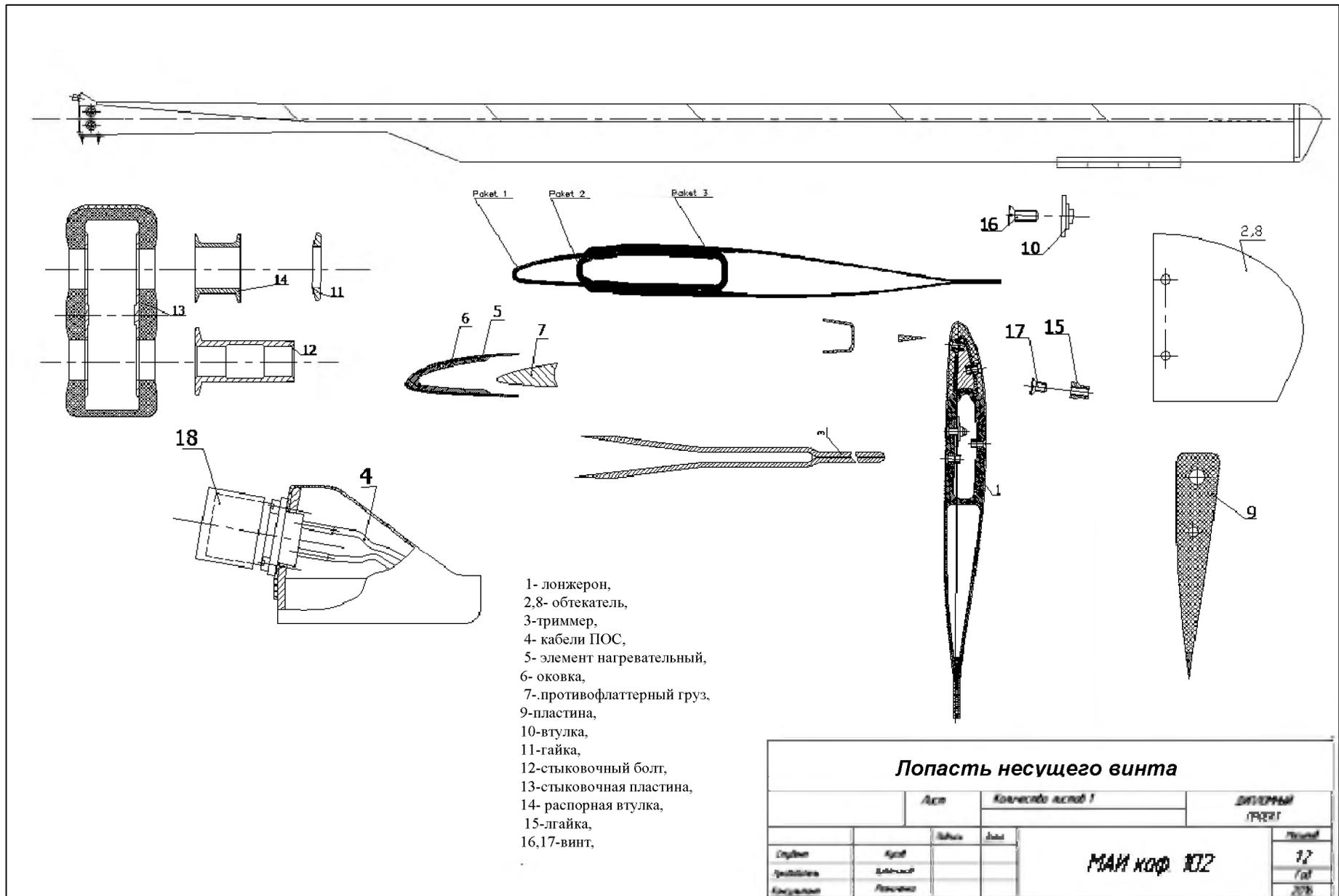
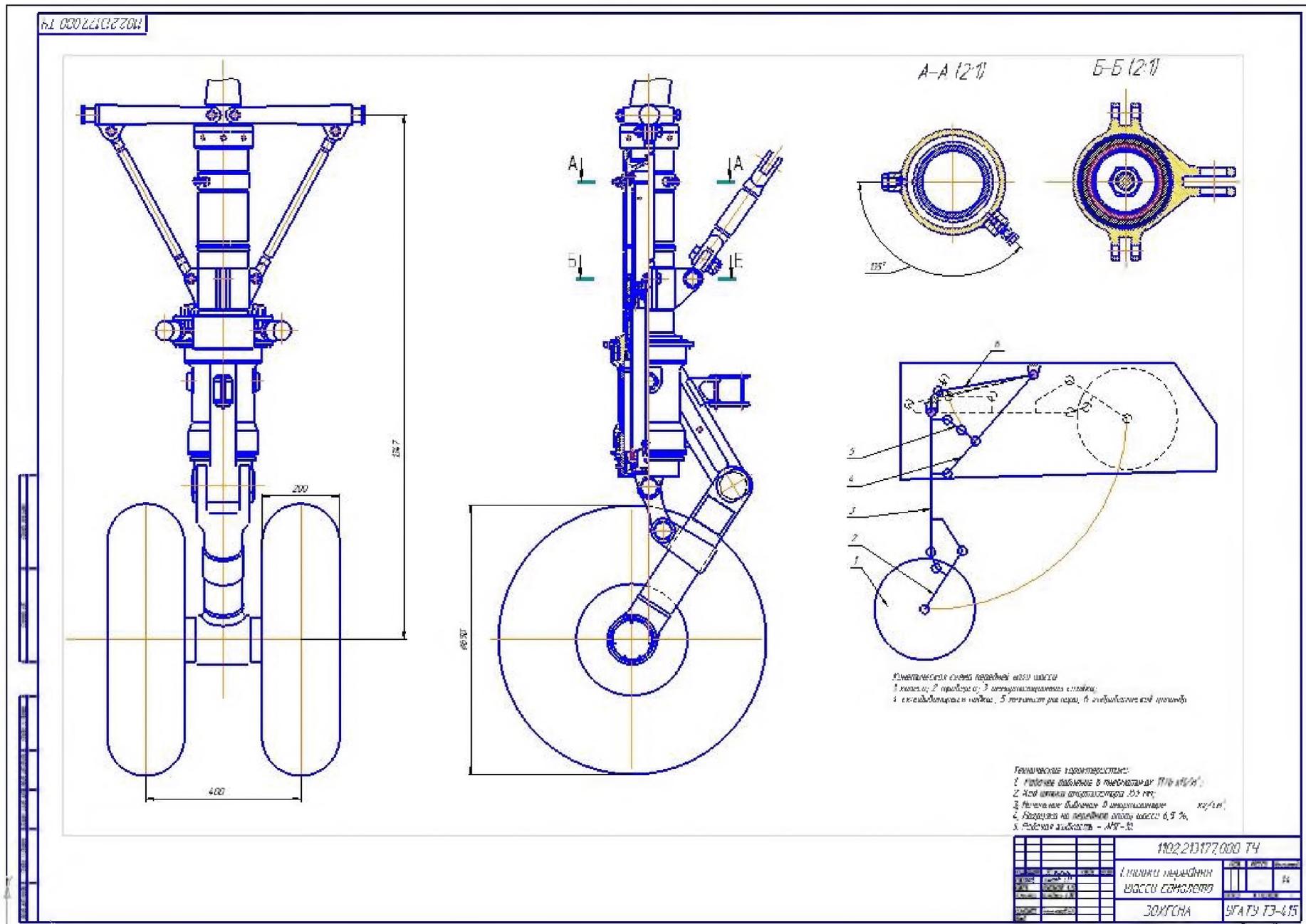


Рис. 6.7 Пример сборочного чертежа лопасти НВ из композиционных материалов.



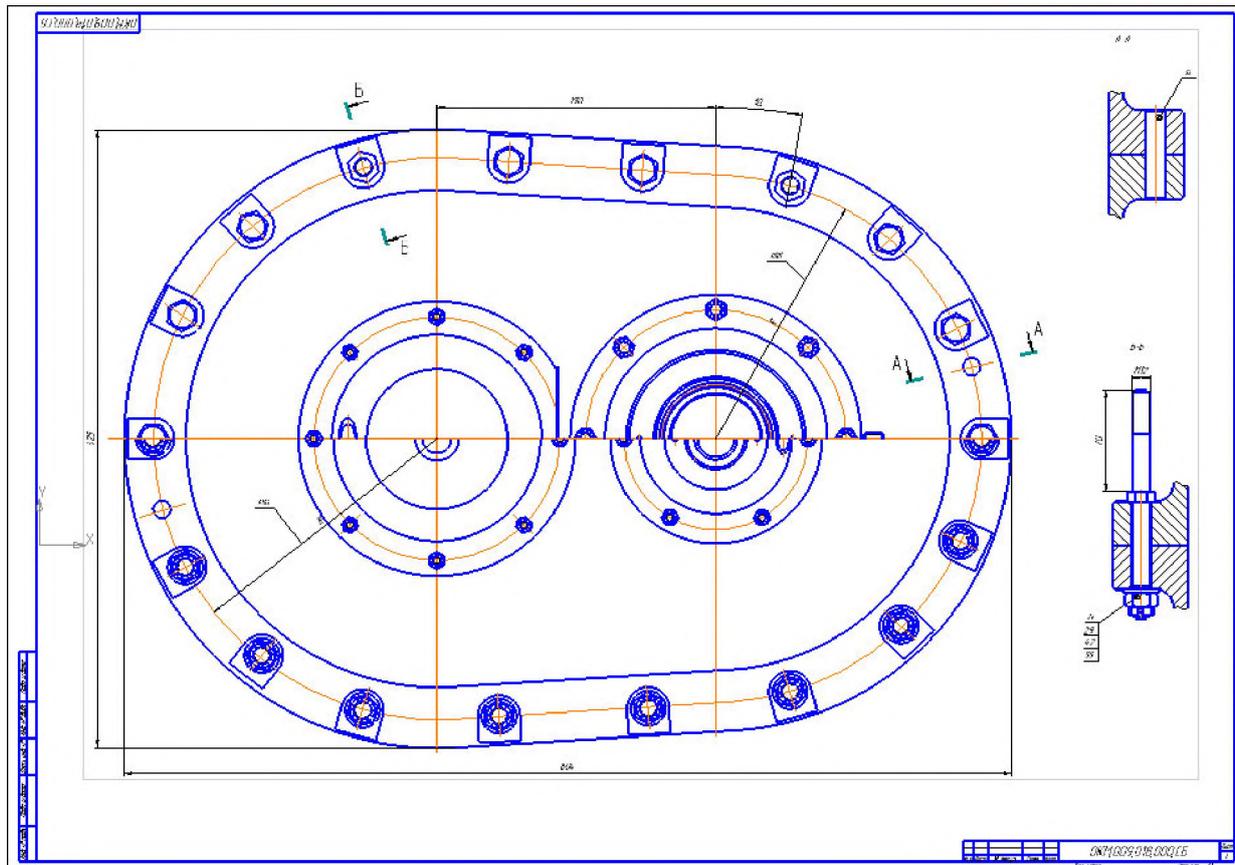
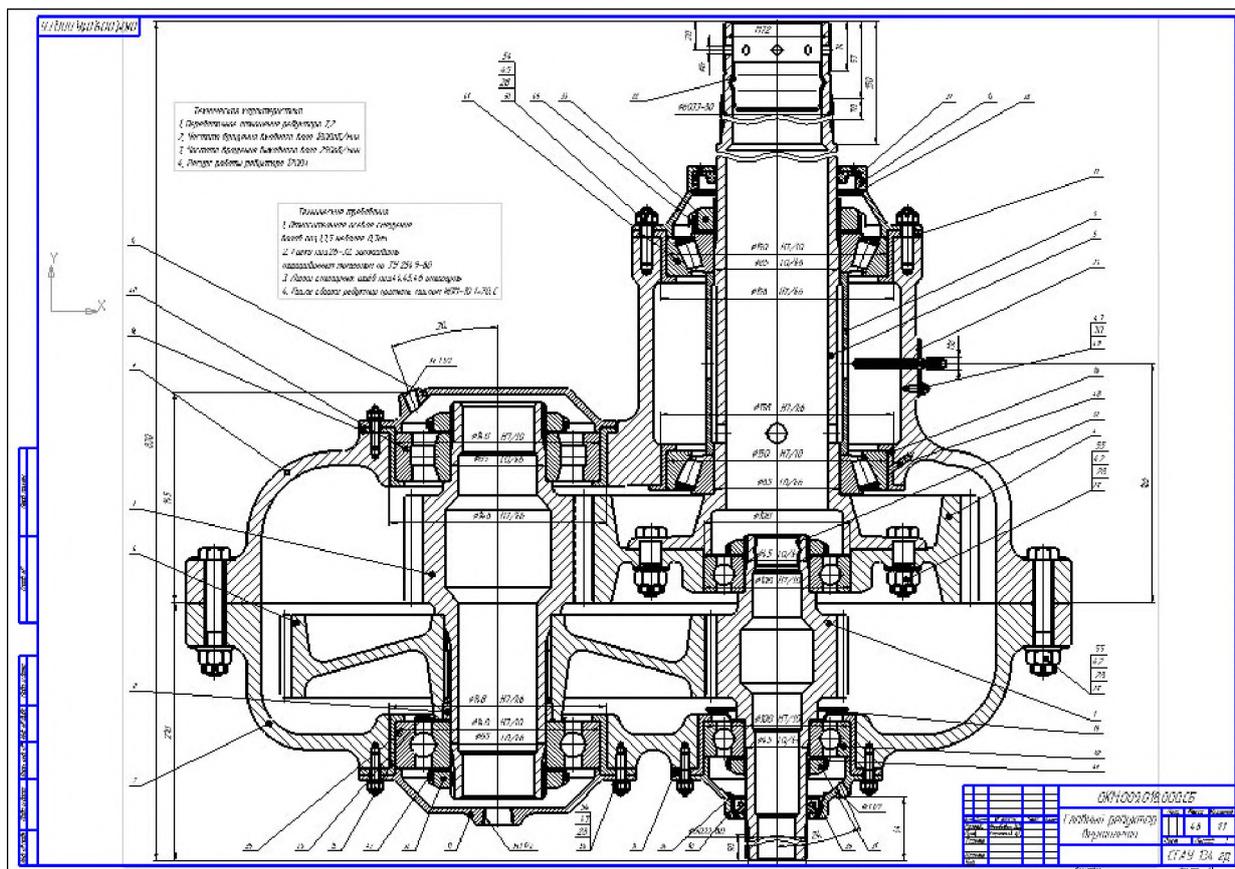


Рис. 6.12 Пример сборочного чертежа главного редуктора легкого вертолета.

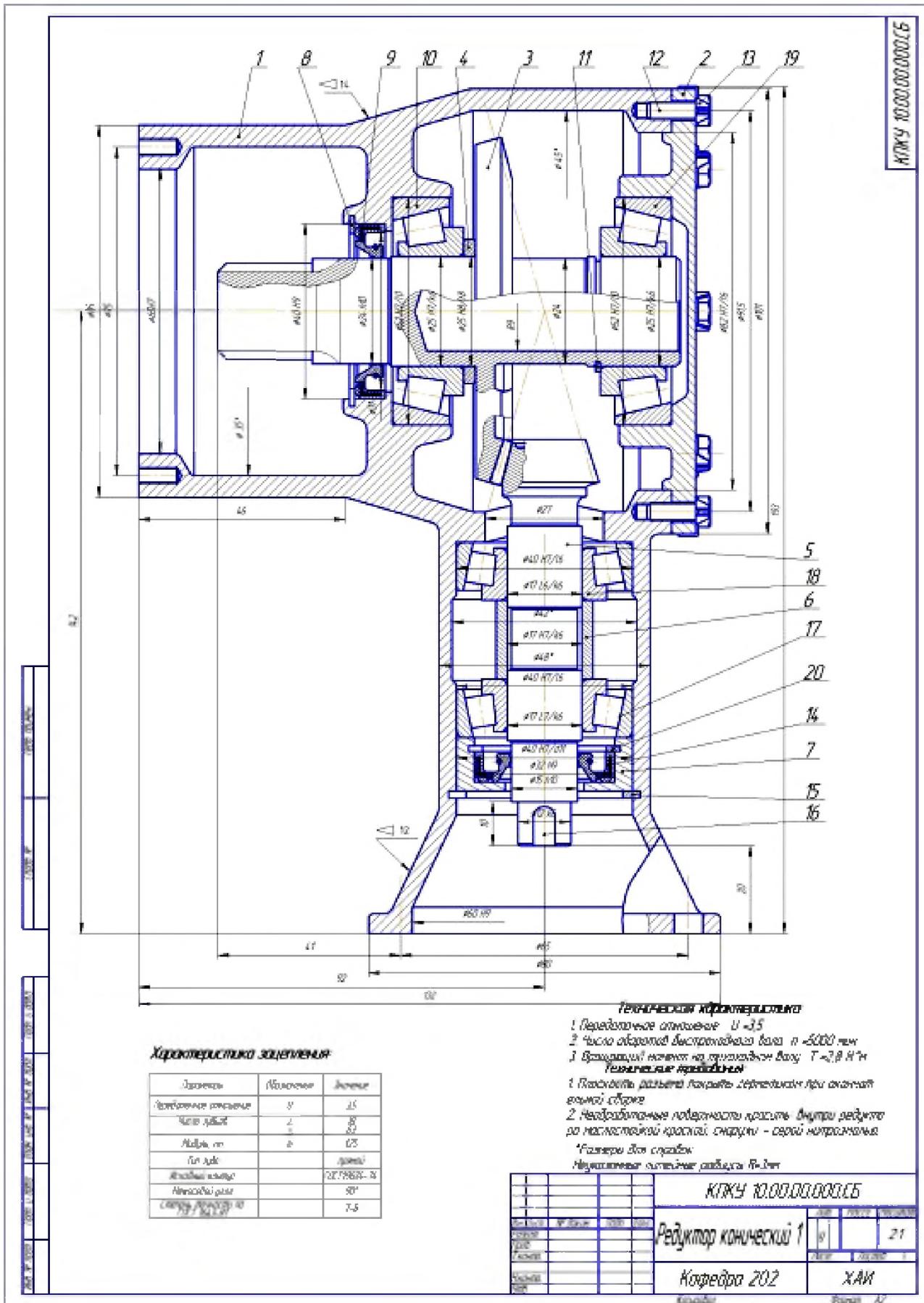


Рис. 6.13 Пример сборочного чертежа промежуточного редуктора легкого вертолета.

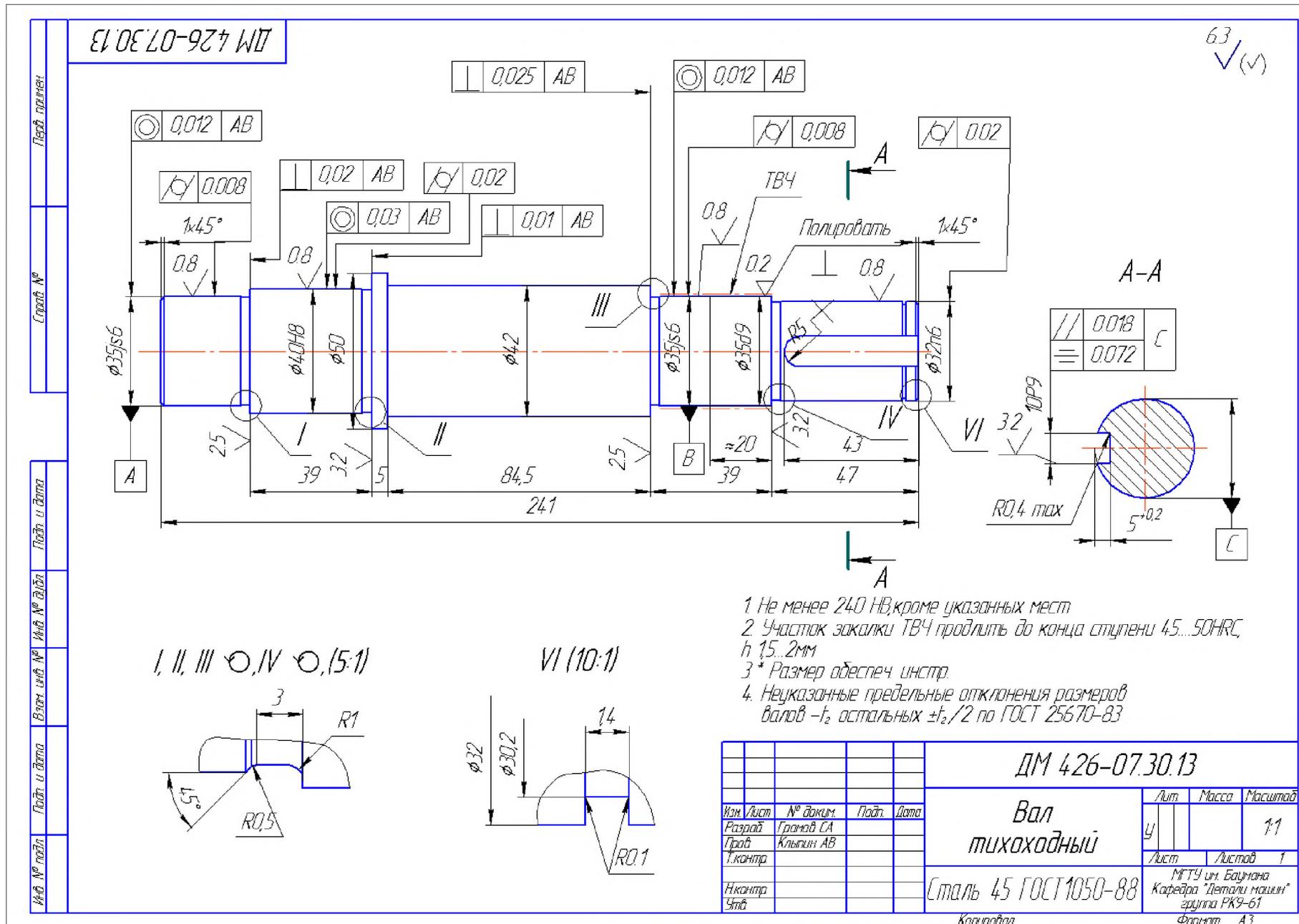


Рис. 6.14 Пример чертежа детали для сборки редуктора вертолета.

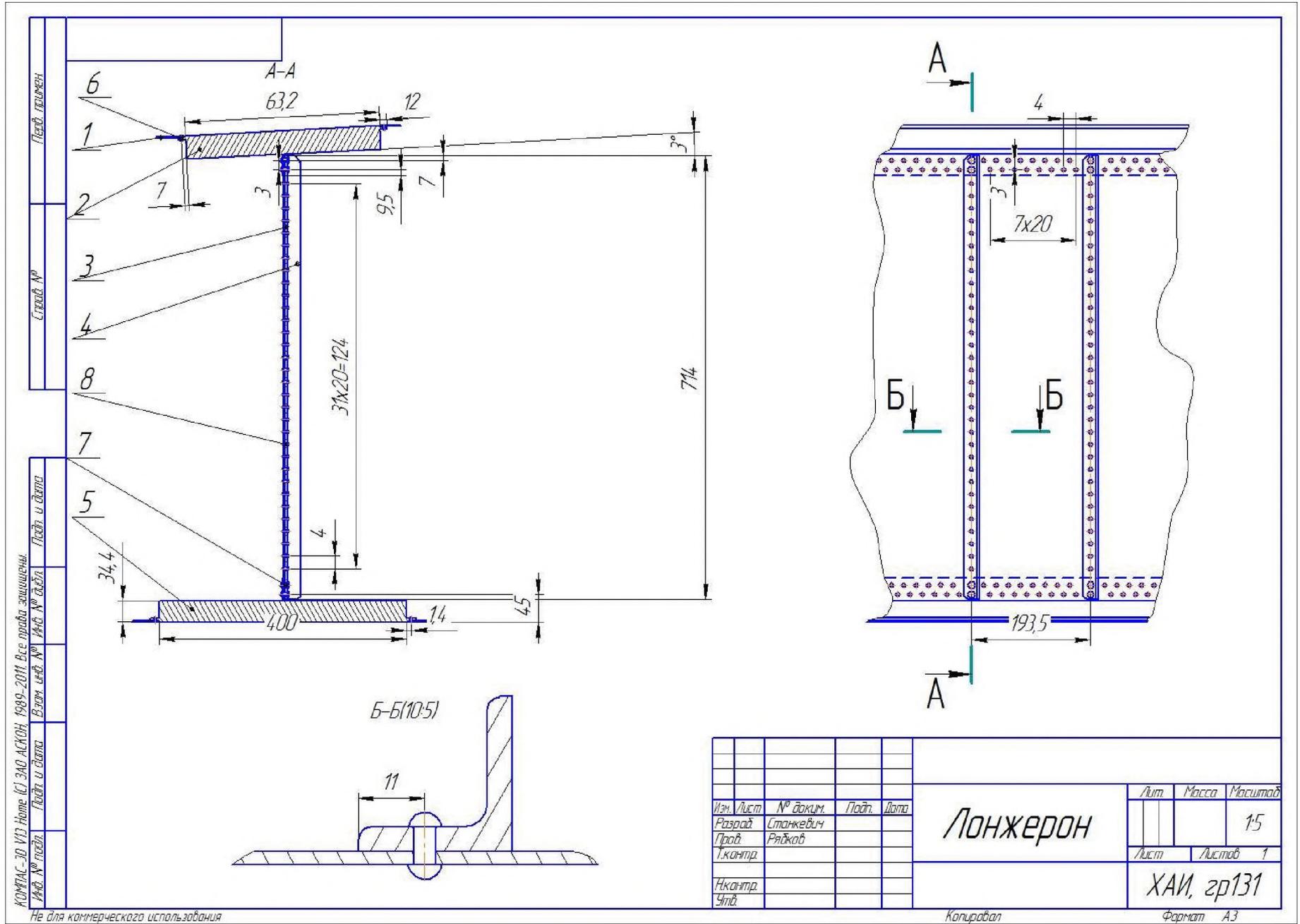


Рис. 6.15 Пример чертежа сборочной единицы - лонжерона для сборки крыла вертолета.

6.4 Детализовка и составление спецификаций на агрегат

После проектно-конструкторскую и технологическую части курсового проекта уточняется детализовка спроектированного агрегата. Определяется количество сборок и подборок входящих в агрегат. Определяется количество деталей и стандартных изделий, которые будут использоваться при сборке.

При составлении спецификации на агрегат, которая оформляется строго в соответствии с требованиями ЕСКД, позиции сборочных единиц назначаются в соответствии со сборочным чертежом. Разделы спецификации должны идти в следующем порядке:

1. Документация
 - сборочный чертеж,
 - чертежи сборочных единиц,
 - спецификация;
2. Сборочные единицы;
3. Детали;
4. Стандартные изделия.

Обязательно указываются форматы чертежей входящих в графу "Документация". Графу "Сборочные единицы" обычно начинают со сборок и подборок и далее по нисходящей от основных частей к второстепенным деталям. Стандартные изделия не входят в агрегат как сборочные единицы.

Для лучшей наглядности в спецификации для сборочных единиц проставляются зоны их расположения на сборочном чертеже. В графе "Количество" для каждой сборочной единицы агрегата, детали и стандартного изделия проставляется его количество в штуках. В главе "Примечания" при необходимости можно внести дополнительную информацию относящуюся к сборочной единице агрегата или стандартного изделия. В титульном листе заполненной спецификации обязательно указывается номер и наименование агрегата, а также количество листов в спецификации.

6.5 Разработка технических требований к агрегату и условий его сборки

При составлении технических требований следует руководствоваться ЕСКД. На чертеже однородные и близкие по своему характеру требования к агрегату группируют в таком порядке [7]:

- 1) к материалу, заготовке, термической обработке и к свойствам материала готовой детали (электрические, магнитные, диэлектрические, твердость, влажность, гигроскопичность и т.д.), к материалу-заменителю;
- 2) к качеству поверхностей, их отделке, покрытию;
- 3) к размерам, предельным отклонениям размеров, форме взаимного расположения поверхностей, массе и т.д.;
- 4) к зазорам, расположению отдельных элементов конструкции;
- 5) к настройке и регулировке изделия;
- 6) к контролю моментов затяжки гаек и стопорению (контровке);
- 7) к качеству изделий, например бесшумность, виброустойчивость, самоторможение и т.д.;
- 8) к условиям и методам испытаний;
- 9) к маркировке и клеймению;
- 10) к правилам транспортировки и установки;
- 11) к особым условиям эксплуатации;
- 12) к условиям хранения на складе;
- 13) к методам неразрушаемого контроля (НК);
- 14) к грунтовке и покраске готового изделия;

Также вводятся обозначения на размеры для справок. Кроме того, должны быть даны ссылки на документы, содержащие технические требования, распространяющиеся на данное изделие, но не приведенные на чертеже.

7. ПРИМЕРЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ НЕКОТОРЫХ АГРЕГАТОВ

7.1 Конструирование каркасного агрегата – стабилизатора

Исходные данные: спроектировать стабилизатор из композиционных материалов для легкого многоцелевого вертолета грузоподъемностью 500 кг нерегулируемого типа с прямоугольной формой в плане и несимметричным профилем ЦАГИ-МБ.

Таблица 7.1

Максимальная скорость вертолета	V_{max}	240 км/ч или 67 м/с
---------------------------------	-----------	---------------------

Описание агрегата: стабилизатор нерегулируемый прямоугольной формы в плане с несимметричным профилем ЦАГИ-МБ состоит из следующих основных деталей:

- 1) Лонжерон стабилизатора;
- 2) Хвостовая панель;
- 3) Узел крепления:
 1. Кронштейн крепления;
 2. Упор;
 3. Лента стяжная .

Технология создания стабилизатора учитывает богатый опыт накопленный при создании лопастей из ПКМ , используя похожую силовую схему. Отказ от крепежа в пользу клеевого соединения дает хороший выигрыш в весе по сравнению с прототипами из обычных конструкционных материалов.

Лонжерон стабилизатора

Воспринимает основные силовые нагрузки: $M_{изг}$ от аэродинамической нагрузки и $M_{кр}$, равный произведению P_y на плечо равное расстоянию от центра давления (ЦД) до центра жесткости (ЦЖ) , и передает их на узел крепления . Конструктивно выполнен в виде профилированной полой балки постоянного сечения по размаху, изготавливается методом спиральной намотки ленты СВМ (Органит-7Н) под углом 20° к продольной оси лонжерона и выкладки ткани Т-39 (7ТКС) под углом 0° к оси лонжерона.

Изменение толщин стенок лонжерона осуществляется за счет уменьшения слоев выкладки 7ТКС .

Хвостовая панель

Выполнена в виде профилированной сотовой трехслойной панели и воспринимает часть силовой нагрузки (частично $M_{изг}$ и перерезывающую силу от аэродинамической нагрузки), передавая их на лонжерон. Наружные слои выполнены из стеклоткани Т-10 (ГОСТ 19170-83) на связующем ЭДТ и служат для предохранения от смятия сот при изгибе хвостовой панели стабилизатора. В качестве сотового заполнителя применена полимерная каландрированная бумага ПСП-1 (З-ОСТ1 00851-77) с шестигранной формой ячейки.

Кронштейн крепления

Служит для крепления стабилизатора к лонжерону киля хвостового оперения (используется соединение типа ухо-вилка) и передачи сил и моментов с лонжерона стабилизатора на лонжерон киля хвостового оперения .

Упор

Служит для восприятия нагрузок при затяжке шпилек стяжных лент крепления , удерживая тем самым стабилизатор под нужным углом установки.

Лента стяжная

Так как лонжерон стабилизатора целиком выполнен из ПКМ и является основным силовым элементом, применяем его крепление стяжными лентами. Тем самым избегаем от необходимости сверления в лонжероне отверстий под крепление и “ослабления” его. Композиционные материалы очень чувствительны к самым разным отверстиям и вырезам , так как нарушаются армирующие волокна, что ведет к резкому снижению предела прочности . Каждая из лент выполнена из стали 30ХГСА шириной 85 мм и приклепывается одним концом к корпусу кронштейна крепления при помощи заклепочного соединения (используются заклепки с потайной головкой), а другим концом крепится к упору при помощи шпилек.

Тем самым, создавая определенную затяжку шпилек, мы обеспечиваем надежное крепление стабилизатора к килю хвостового оперения.

Выбор конструктивно-силовой схемы стабилизатора: лонжерон и хвостовая панель крепятся друг к другу при помощи клеевого соединения. Сосредоточенные силы воспринимают: кронштейн крепления (реакции от аэродинамических сил) и упор (от затяжки лент). Они затем передаются на кронштейн лонжерона киля и хвостовую балку вертолета.

Тем самым осуществляется передача сил по кратчайшему пути, причем передний узел крепления (соединение ухо-вилка) воспринимает всю основную нагрузку (ось проушины совпадает с осью центра жесткости профиля), а задний узел воспринимает лишь реакцию от $M_{кр}$. Выбор количества разъемных соединений определяем с учетом удобства подхода и обеспечения прочности соединения при расчетных нагрузках эксплуатации.

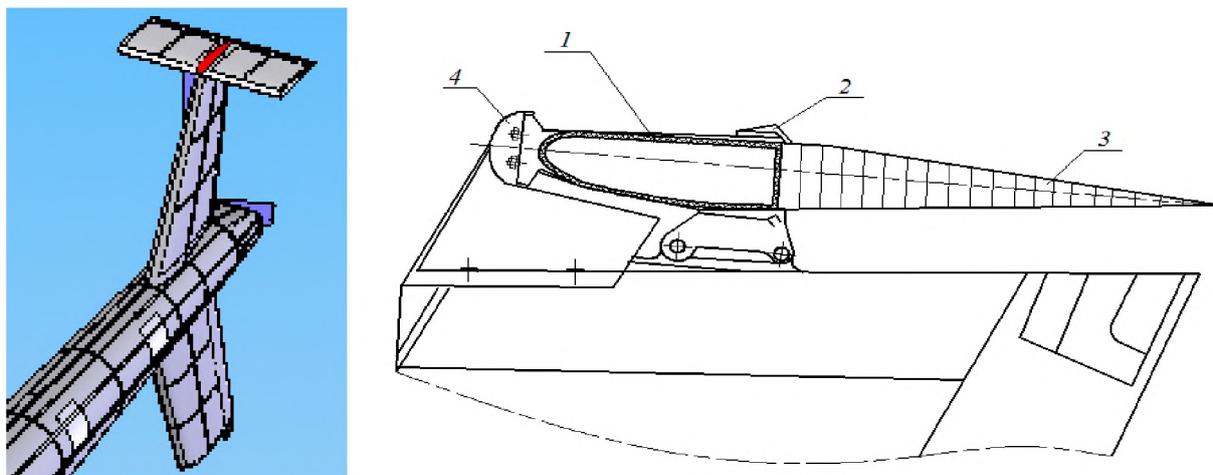


Рис.7.1 Т-образный стабилизатор из ПКМ: 1-лонжерон, 2-кронштейн крепления, 3-хвостовая панель, 4-упор стяжных лент.

Считаем, что аэродинамическая нагрузка распределена равномерно по длине стабилизатора. Выбор конструкции стабилизатора прямоугольной формы в плане основывается на эллиптическом распределении аэродинамической нагрузки и минимальном индуктивном сопротивлении, кроме того упрощается технология изготовления.

Конструктивно-силовая схема стабилизатора из ПКМ выполнена по подобию КСС лопасти несущего винта. При расчете ПКМ считаем, что в первом приближении можно не учитывать влияние связующего на работу конструкции. В этом случае прочность слоев ПКМ определяется разрушающими напряжениями вдоль волокон. При изгибе лонжерона верхние слои испытывают растяжение, а нижние – сжатие, поэтому возможна местная потеря устойчивости тонкой стенки лонжерона в опасном сечении, и за разрушающие принимаются критические напряжения потери устойчивости.

Сечения элементов конструкции стабилизатора и узла его крепления подбирают по разрушающим напряжениям, причем запас прочности должен быть не менее единицы. В районе узла крепления стабилизатора к киллю усиление в зоне наложения лент крепления осуществляется за счет вставки наполнителя из фрезерованного плиточного пенопласта ФК-20.

Геометрические характеристики стабилизатора:

Стабилизатор прямоугольной формы в плане, профиль несимметричный, выпуклостью вниз (профиль ЦАГИ-МБ):

Таблица 7.2

Хорда стабилизатора	b_{cm}	320 мм
Размах стабилизатора	L_{cm}	1400 мм
Площадь стабилизатора	F_{cm}	0,45 м ²
Относительная толщина профиля	c	12 %

Размеры стабилизатора выбираются исходя из геометрических размеров стабилизатора прототипа, потребной площади и потребного коэффициента подъемной силы для получения приемлемых балансировочных характеристик вертолета. Выбор профиля ЦАГИ-МБ обусловлен хорошими аэродинамическими характеристиками:

$$C_{y\ cm\ min} = 0,5 \text{ (при } \alpha > 0 \text{ полет "хвостом вперед")}$$

$$C_{y\ cm\ max} = -0,8 \text{ (при } \alpha < 0 \text{)}$$

В расчете принимаем: $C_{y\ cm} = 0,8$

где: $C_{y\ cm}$ – коэффициент подъемной силы стабилизатора (рис.7.2) [4].

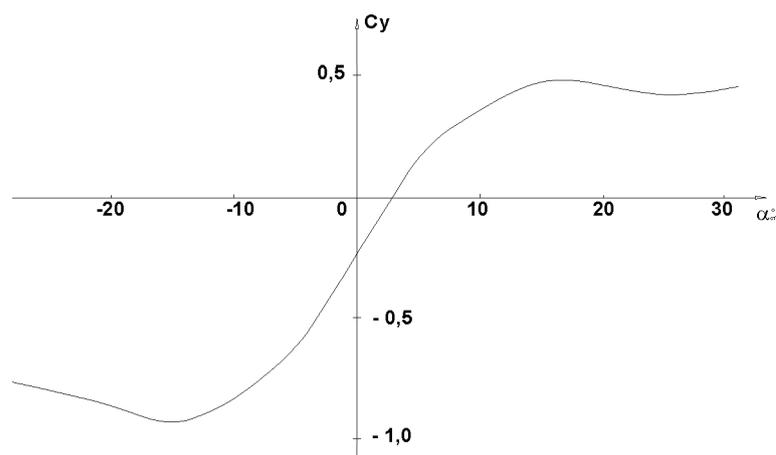


Рис. 7.2 График зависимости $C_{y\text{см}} = f(\alpha)$.

Выбор материала: в качестве материала лонжерона выбираем комбинированный композит в виде комбинации органопластика Органит-7Н (лента СВМ) и органостеклопластика 7ТКС (ткань Т-39). В качестве материала хвостовой панели стабилизатора для наружных слоев выбираем стеклоткань Т-10 на связующем ЭДТ-10П. В качестве сотового заполнителя выбираем ПСП-1 с шестигранной формой ячейки (см. таблицу 7.3).

Таблица 7.3

Характеристики слоя	Т-10	Т-39	СВМ	ПСП-1
$E_1, ГПа$	43,06	62	51	0,170
$E_2, ГПа$	12,75	6,3	16,25	0,090
$G_{12}, ГПа$	4,9	2,5	5,6	0,150
μ_{12}	0,218	0,15	0,14	-
$[\sigma_1^+], МПа$	1080	1800	1200	110
$[\sigma_1^-], МПа$	245	640	340	42
$[\sigma_2^+], МПа$	78,5	48	86,2	8
$[\sigma_2^-], МПа$	127,5	25	130	13
$[\tau_{12}], МПа$	19,6	52	24,52	2,5
$\delta, мм$	0,15	0,28	0,2	0,05
$\rho, г/см^3$	2,0	2,1	1,8	0,8

Прим. (+) –при растяжении, (-) –при сжатии.

Для соединения основных элементов конструкции стабилизатора выбираем следующие виды клеев: 1) Клеи горячего отверждения (пленочные)

ВК-41 (ТУ 1-596-389-96) - для склеивания сотоблока и наружных обшивок хвостовой панели стабилизатора, обладает следующими характеристиками:

$$[\tau]_{\text{сдвига}} = 15 \text{ МПа}, G = 35 \text{ МПа}, \delta_k = 0,2 \text{ мм}$$

ВК-50 (ТУ 1-92-186-91) - для склеивания лонжерона и хвостовой панели в зоне нахлесточного клеевого соединения , обладает следующими характеристиками:

$$[\tau]_{\text{сдвига}} = 25 \text{ МПа}, G = 196 \text{ МПа}, \delta_k = 0,2 \text{ мм}$$

2) Клей холодного отверждения ПУ-2 (ПИ 1.2.339-87 ВИАМ) - для склеивания лонжерона и хвостовой панели в зоне стыкового клеевого соединения (из-за сложности с нагревом) со следующими характеристиками:

$$[\tau]_{\text{сдвига}} = 18 \text{ МПа}, G = 42 \text{ МПа} .$$

Прочность стабилизатора определяется расчетными случаями (по НЛГВ-2):

- Максимальная нагрузка на стабилизатор при максимальной скорости ЛА;
- Полет “хвостом вперед”.

При изгибе лонжерона стабилизатора верхние слои испытывают растяжение, а нижние – сжатие , поэтому возможна местная потеря устойчивости тонкой стенки лонжерона в опасном сечении , и за разрушающие принимаются критические напряжения потери устойчивости .

Сечения элементов конструкции стабилизатора и узла его крепления подбирают по разрушающим напряжениям.

Расчет нагрузок на агрегат и построение эпюр нагружения

Максимальная нагрузка на стабилизатор определяется в соответствии с требованиями норм прочности (расчетный случай полета с максимальной скоростью):

$$P_{y_{\max}}^{\text{расч}} = f\rho \frac{V_{\max}^2}{2} F_{\text{см}} (C_{y_{\text{см}}_{\max}} \pm 0,2)$$

где: $\rho = 1,226 \text{ кг/м}^3$ ($H=0$), $f = 1,5$ - коэффициент безопасности конструкции, $C_{y_{\text{см}}}$ - коэффициент подъемной силы, $C_{y_{\text{см}}_{\max}} = 0,8$.

Отсюда максимальная расчетная нагрузка на стабилизатор:

$$P_{y_{\max}}^{\text{расч}} = 1,5 \cdot 1,226 \cdot \frac{67^2}{2} \cdot 0,45(0,8 + 0,2) = 2472 \text{ Н}$$

Расчетная нагрузка распределяется по размаху стабилизатора пропорционально хорде. Распределение нагрузки по хорде в соответствии с требованиями норм прочности производится по двум случаям обтекания стабилизатора:

- а) Обтекание стабилизатора без срыва (нормальное обтекание)
- б) Обтекание стабилизатора со срывом.

В расчете стабилизатор рассматривается как двухопорная балка со свободными концами. Каждая консоль стабилизатора воспринимает суммарную аэродинамическую нагрузку, распределенную по длине консоли стабилизатора:

$$P_{\text{аэр}} = \frac{P_{y_{\max}}}{2} = \frac{2472}{2} = 1236 \text{ Н}$$

Удельная нагрузка на поверхность стабилизатора:

$$\bar{P} = \frac{P_{y_{\max}}}{F_{\text{см}}} = \frac{2472}{0,45} = 5493 \text{ Н/м}$$

По результатам расчета, строим расчетную схему нагружения (рис.7.3) стабилизатора, с реакциями в опорах R_1, R_2 и эпюры нагружения $Q_y, M_{\text{изг}}, M_{\text{кр}}$ (идем с края консольной балки).

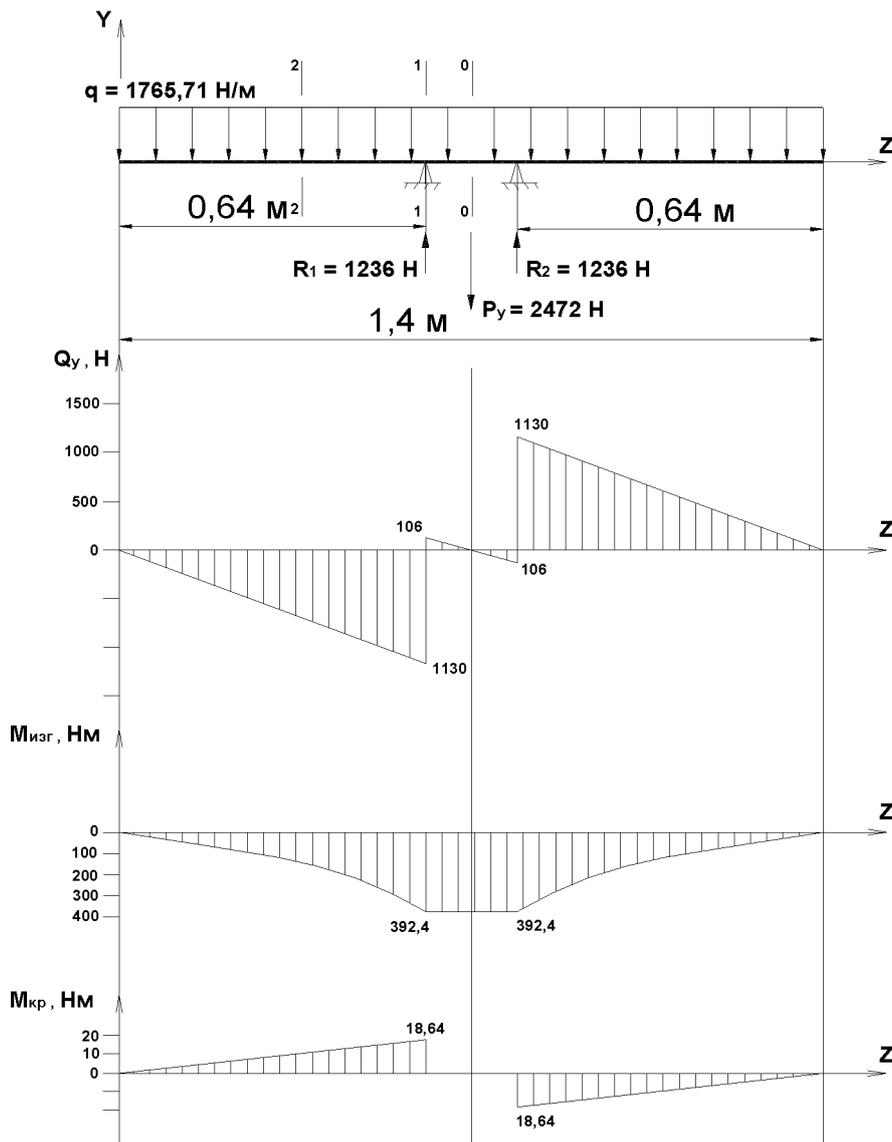


Рис. 7.3 Эпюры нагружения стабилизатора.

Расчет на прочность основных элементов стабилизатора

1) Расчет лонжерона стабилизатора

В расчетном сечении действуют: Таблица 7.4

$M_{изг} = 392,4 \text{ Нм}$	$M_{кр} = 18,64 \text{ Нм}$	$Q_y = 1130 \text{ Н}$
------------------------------	-----------------------------	------------------------

Расчет приведенных модулей упругости и сдвига

Приведенные модули упругости и сдвига для характерных зон расчетного сечения лонжерона А и В:

$$E^{A,B}_{1-1} = \frac{\sum_1^n \delta_i E_i}{\sum_1^n \delta_i}, \quad G^{A,B}_{1-1} = \frac{\sum_1^n \delta_i G_i}{\sum_1^n \delta_i}$$

где: δ_i – толщина слоев конкретного материала;

E_i, G_i – модули упругости и сдвига конкретного материала.

Геометрические характеристики расчетного сечения

Геометрические характеристики расчетного сечения определяются с использованием функций *AutoCAD* с вычерчиванием в натуральном масштабе.

Минимальный момент сопротивления изгибу:

$$W_{1-1} = \frac{J_{1-1_min}}{0,5H_c}$$

где: H_c – максимальное плечо от оси симметрии сечения.

Действующие нормальные и касательные напряжения в расчетном сечении находим по формулам:

$$\sigma_{1-1} = \frac{M_{изг}}{W_{1-1}}, \quad \tau_{1-1} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}$$

где: $W_{кр}$ - момент сопротивления кручению, $W_{кр} = 2F_{кр} 1-1 \times \delta$

Распределение действующих напряжений по высоте расчетного сечения, элементы которого выполнены из различных материалов

Распределение действующих напряжений по высоте сечения определяется по формулам:

$$\sigma_i = K_{км} \sigma_{1-1} \frac{E_i}{E_{1-1}}, \quad \tau_i = K_{км} \tau_{1-1} \frac{G_i}{G_{1-1}}$$

где: $K_{км}$ – коэффициент на малоизученные свойства ПКМ, $K_{км} = 1,5$.

Определение напряжений в Органите - 7Н в направлении волокон:

Слои Органит - 7Н наматываются в расчетном сечении лонжерона (рис. 7.4):

- 1) Под углом $\alpha=20^\circ$ к оси Z ;
- 2) Под углом $\alpha=90^\circ$ к оси Z .

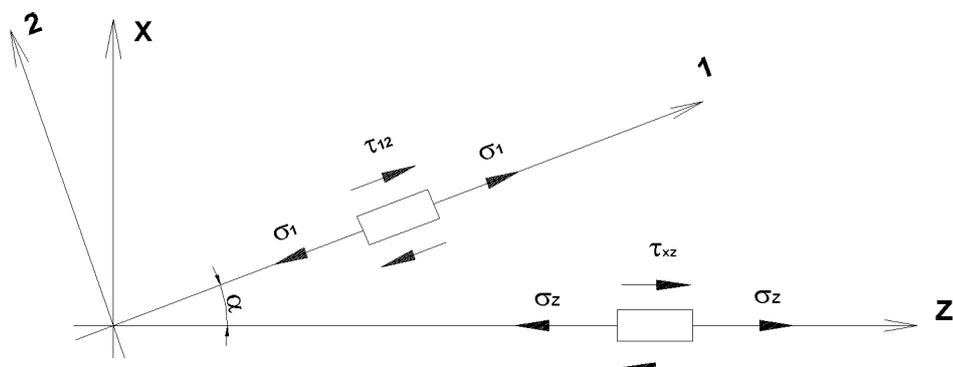


Рис. 7.4 Напряжения в лонжероне в направлении волокон.

Рассмотрим распределение действующих напряжений в направлении волокон намотанных под углом $\alpha=20^\circ$ к оси Z :

$$\sigma_1 = \sigma_Z \cos^2 \alpha + \sigma_X \sin^2 \alpha + \tau_{XZ} \sin 2\alpha ,$$

$$\sigma_2 = \sigma_Z \sin^2 \alpha + \sigma_X \cos^2 \alpha - \tau_{XZ} \sin 2\alpha ,$$

$$\tau_{12} = (\sigma_X - \sigma_Z) \sin \alpha \cos \alpha + \tau_{XZ} \cos 2\alpha$$

где: σ_1 - нормальные напряжения действующие в направлении волокон (оси 1),
 σ_2 - нормальные напряжения действующие в направлении оси 2,
 σ_X - нормальные напряжения действующие в направлении оси X ,
 σ_Z - нормальные напряжения действующие в направлении оси Z ,
 τ_{12} - касательные напряжения действующие в направлении волокон,
 τ_{XZ} - касательные напряжения действующие в направлении оси Z .

В формулах напряжения в направлении оси X создаются в лонжероне стабилизатора от узла крепления стабилизатора к килю хвостовой балки (затяжка стальной лентой). Рассмотрим случаи растяжения и сжатия в материале лонжерона [4]:

$$\sigma_{1-1}^{сж} = \sigma_{1-1}^{сж} \cos^2 \alpha + \sigma_{T3}^{сж} + (\tau_{1-1} + \tau_{T3}) \sin 2\alpha ,$$

$$\sigma_{1-1}^p = \sigma_{1-1}^p \sin^2 \alpha + \sigma_{T3}^p - (\tau_{1-1} + \tau_{T3}) \sin 2\alpha ,$$

$$\sigma_{2-2}^{сж} = \sigma_{1-1}^{сж} \sin^2 \alpha + \sigma_{T3}^{сж} - (\tau_{1-1} + \tau_{T3}) \sin 2\alpha ,$$

$$\tau_{12} = (\sigma_{T3}^{сж} - \sigma_{1-1}^p) \sin \alpha \cos \alpha + (\tau_{1-1} + \tau_{T3}) \cos 2\alpha .$$

Проверяем запасы прочности: $\eta = [\sigma_1] / \sigma_d$, $\eta = [\tau_{12}] / \tau_{12}$.

где: σ_d, τ_{12} - действующее нормальные и касательные напряжения в ПКМ,
 $[\sigma_1], [\tau_{12}]$ – пределы прочности монослоя материала.

Проверяем с помощью критерия прочности для однонаправленного материала (ленты препрега СВМ) с учетом связующего [9]:

$$\frac{(\sigma_1^i)^2}{[\sigma_1^2]} \leq 1, \quad \frac{(\sigma_2^i)^2}{[\sigma_2^2]} + \frac{(\tau_{12}^i)^2}{[\tau_{12}^2]} \leq 1 .$$

Результаты расчетов сводим в таблицы 7.8 - 7.10.

2) Расчет хвостовой панели стабилизатора

Определение нагрузок на хвостовую панель

Рассматривается 2 случая нагружения при распределении нагрузки по хорде:

- а) Нормальное обтекание (без срыва потока);
- б) Срывное обтекание.

Исходные данные:

Таблица 7.5

$P_{аэр} = 1236 \text{ Н}$	$b_{хв пан} = 200 \text{ мм}$	$b_{см} = 320 \text{ мм}$	$L_{см} = 1400 \text{ мм}$
----------------------------	-------------------------------	---------------------------	----------------------------

В расчете принимаем, что нагрузка на одну консоль стабилизатора:

$$P_{см к} = P_{аэр} = 1236 \text{ Н}$$

1) Нормальное обтекание

Распределение нагрузки по хорде:

$$1,5h \cdot 0,1b_{см} + 0,5(b_{см} - 0,1b_{см})h = P_{см к}$$

$$1,5h \cdot 0,1 \cdot 320 + 0,5(320 - 0,1 \cdot 320)h = 1236$$

$$48h + 144h = 1236$$

$$192h = 1236$$

отсюда $h = 6,4375$

Из подобия треугольников находим: $h_{xв.н} = 4,4704$

При таком распределении нагрузки получаем:

$$P_{xв.н} = 0,5 \cdot h_{xв.н} \cdot b_{xв.пан} = 0,5 \cdot 4,4704 \cdot 200 = 447,04 \text{ Н}$$

2) Срывное обтекание

Распределение нагрузки по хорде:

$$0,7h \cdot b_{ст} + 0,6h \cdot b_{ст} \cdot h = P_{ст.к}$$

$$0,7h \cdot 320 + 0,6h \cdot 320 = 1236$$

$$224h + 192h = 1236$$

$$416h = 1236$$

отсюда $h = 2,9711$



Рис. 7.5 Схема распределения нагрузки при нормальном обтекании.

Из подобия треугольников находим: $h'_{xв.н} = 0,6h \cdot 200/320 = 1,1141$

$$h_{xв.н} = 0,7h + 1,1141 = 3,1938$$

При таком распределении нагрузки получаем:

$$P_{xв.н} = 0,7 \cdot h \cdot b_{xв.пан} + 0,5 \cdot h'_{xв.н} \cdot b_{xв.н} = 0,7 \cdot 2,9711 \cdot 200 + \\ + 0,5 \cdot 1,1141 \cdot 200 = 527,36 \text{ Н}$$

Вывод: Нормальное обтекание: $P_{xв.н} = 447,04 \text{ Н}$,

Срывное обтекание: $P_{xв.н} = 527,36 \text{ Н}$

В качестве расчетной нагрузки принимаем большее значение: $P_{хв n} = 527,36 \text{ Н}$

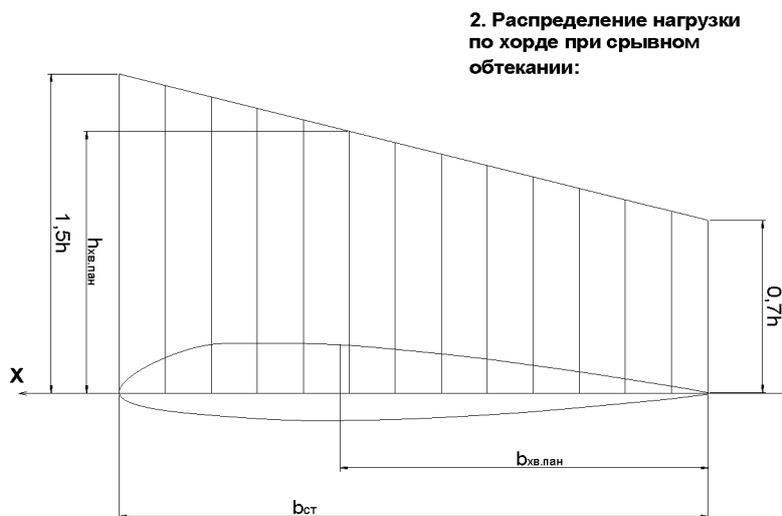


Рис. 7.6 Схема распределения нагрузки при срывном обтекании.

Определение напряжений в хвостовой панели при поперечном изгибе:

Исходные данные:

Таблица 7.6

$P_{хв n} = 527,36 \text{ Н}$	$b_{хв пан} = 200 \text{ мм}$	$b_{ст} = 320 \text{ мм}$	$L_{ст} = 1400 \text{ мм}$
$H_{ср} = 22 \text{ мм}$	$\delta_{ф} = 0,05 \text{ мм}$	$\delta_1 = \delta_2 = 0,5 \text{ мм}$	$L = 700 \text{ мм}$

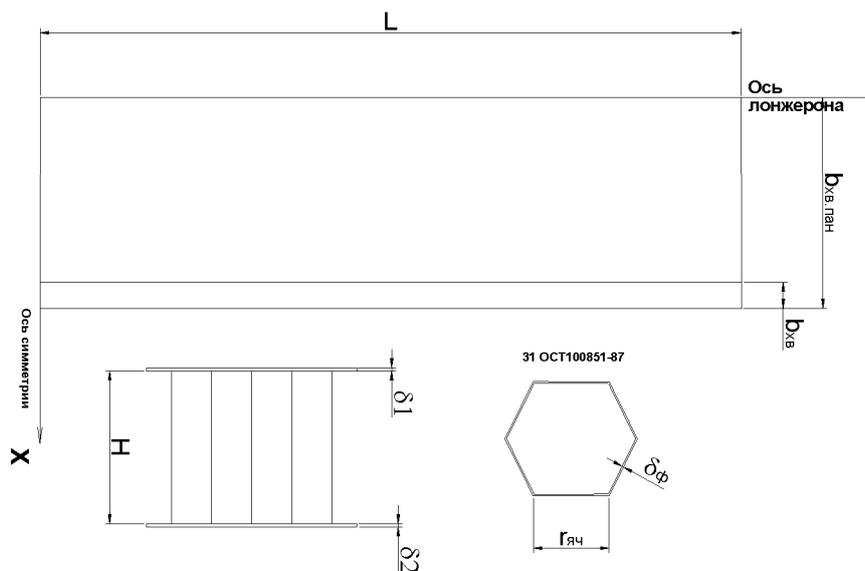


Рис. 7.7 Геометрические параметры хвостовой панели стабилизатора.

Относительные данные:

$$\bar{H} = \frac{H_{cp}}{L} = \frac{22}{700} = 0,031; \quad \psi_L = \frac{b_{xs-n}}{L} = \frac{200}{700} = 0,285;$$

$$\psi_\delta = \frac{\delta_2}{\delta_1} = 1,0 \quad (\text{с точки зрения технологичности});$$

$$\mu = \frac{E_2}{2G} - 1 = \frac{1000}{2 \cdot 466} - 1 = 0,1 \quad (\text{ПСП-1});$$

$$\lambda = \frac{\delta_\phi}{r_{яч} \sqrt{3}} = \frac{0,05}{3,5 \sqrt{3}} = 0,00825.$$

Напряжения, действующие в пластине при поперечном изгибе

1) Напряжения в несущих слоях:

$$\sigma_{1Z} = \psi_\delta \cdot Z, \quad \sigma_{2Z} = Z$$

$$\sigma_{1X} = \psi_\delta \cdot X, \quad \sigma_{2Z} = X$$

2) Напряжения в сотовом заполнителе [4]:

$$\tau_{YZ} = 8,85 \cdot Y \cdot \psi_\delta, \quad \tau_{XY} = 13,3 \cdot Y$$

$$Z = \frac{16P \cdot \bar{H}}{(1 - \mu^2)(1 + \psi_\delta)\pi^4} \sum_{n=1}^{n_i} \sum_{m=1}^{m_i} \frac{m^2 + \mu \frac{n^2}{\psi_L^2}}{m \cdot n \cdot \bar{A}} \sin \frac{m\pi}{2} \sin \frac{n\pi}{2},$$

$$X = \frac{16P \cdot \bar{H}}{(1 - \mu^2)(1 + \psi_\delta)\pi^4} \sum_{n=1}^{n_i} \sum_{m=1}^{m_i} \frac{\mu m^2 + \frac{n^2}{\psi_L^2}}{\bar{A}} \sin \frac{m\pi}{2} \sin \frac{n\pi}{2},$$

$$Y = \frac{P \cdot \bar{\delta} \cdot \bar{H}}{(1 - \mu^2)(1 + \psi_\delta)\pi^4 \psi_L \lambda} \sum_{n=1}^{n_i} \sum_{m=1}^{m_i} \frac{(m^2 + \frac{n^2}{\psi_L^2})}{m \bar{A}} \sin \frac{n\pi}{2},$$

$$\bar{A} = \frac{\bar{\delta} \cdot H^2 \psi_\delta}{(1 - \mu^2)(1 + \psi_\delta)} \left(m^4 + 2 \frac{m^2 n^2}{\psi_L^2} + \frac{n^4}{\psi_L^4} \right).$$

где: $n = 1, 3, 5 \dots\dots$

$m = 1, 3, 5 \dots\dots$

Общий запас по нормальным напряжениям: $\eta = [\sigma_1] / \sigma_{\max}$,

Общий запас по касательным напряжениям: $\eta = [\tau_{12}] / \tau_{\max}$.

Результаты расчетов сводим в Таблицу 7.11.

Расчет действующих напряжений в лонжероне в зоне установки узла крепления стабилизатора

Расчетный случай: несимметричное нагружение стабилизатора. Согласно НЛГВ-2 [34] имеем 2 несимметричных случая нагружения для стабилизатора:

1. 100% максимальная нагрузка в полете на одну консоль

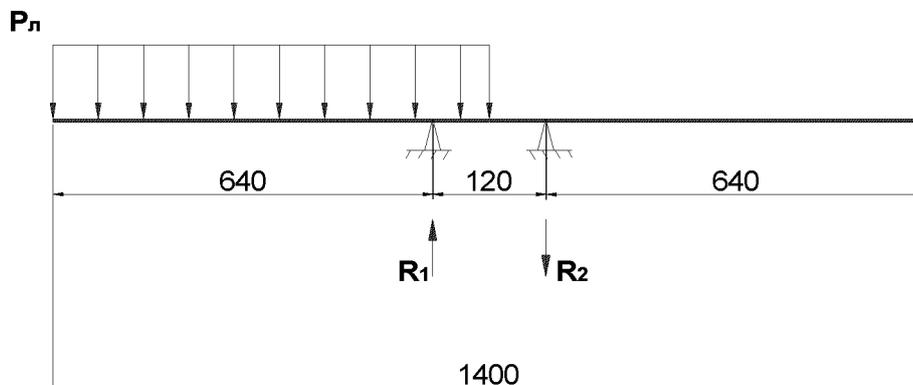


Рис. 7.8 Расчетный случай несимметричного нагружения стабилизатора на одну консоль.

$$P_n = 0,5 \cdot P_{y_расч} = 0,5 \cdot 2472 = 1236 \text{ Н},$$

где: $P_{y_расч}$ - расчетная нагрузка на стабилизатор.

$$R_2 = 0,5 \frac{R_n \cdot a}{l} = 0,5 \frac{1236 \cdot 320}{120} = 3296 \text{ Н},$$

$$R_1 = P_n + R_2 = 1236 + 3296 = 4532 \text{ Н},$$

где: R_1, R_2 - реакции в узле крепления стабилизатора;

a – расстояние от края стабилизатора до узла крепления, $a = 640$ мм;

l – расстояние между проушинами узла крепления, $l = 120$ мм.

2. 50% максимальная нагрузка в полете на обе консоли

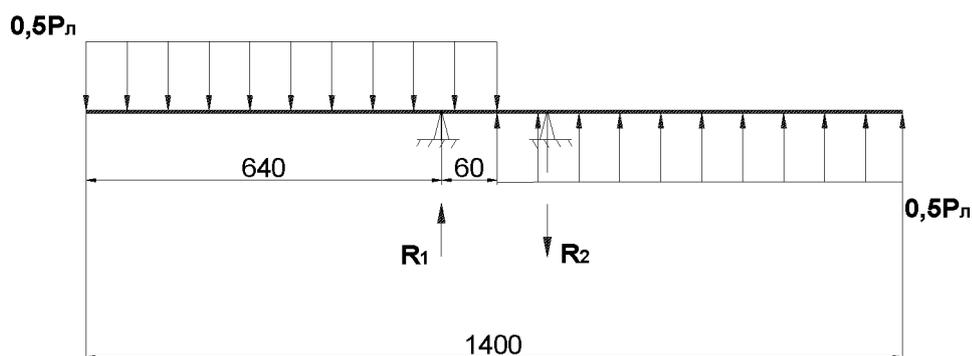


Рис. 7.9 Расчетный случай несимметричного нагружения стабилизатора на обе консоли.

$$R_1 = -R_2 = 0,5 \frac{(l + a)P_n}{l} = 0,5 \frac{(120 + 640)1236}{120} = 3914 \text{ Н} .$$

Отсюда максимальная расчетная нагрузка на узел крепления стабилизатора:

$$P_{y_узн} = k_{узн} \cdot R_{\max} = 1,25 \cdot 4532 = 5665 \text{ Н} ,$$

где: $k_{узн}$ - узловый коэффициент, $k_{узн} = 1,25$; R_{\max} - максимальная сила реакции в узле крепления стабилизатора.

Крепление лонжерона стабилизатора к кронштейну узла крепления осуществляется притягиванием лонжерона лентами.

Расчет резьбового соединения стяжных шпилек ленты крепления и упор

Стяжные шпильки работают на растяжение. Расчетной является площадь сечения шпильки определяемая по внутреннему диаметру резьбы нагруженная растягивающим усилием.

Исходные данные: $P_p = 2600 \text{ Н}$, $b_l = 85 \text{ мм}$.

В качестве материала для стяжных шпилек выбираем сталь 45:

$$\sigma_B = 600 \text{ МПа} , \tau_B = 430 \text{ МПа} , E = 102 \text{ ГПа} , \rho = 7850 \text{ кг/м}^3 .$$

1) Определение площади сечения шпильки

Из условия прочности при растяжении:

$$\sigma_p = \frac{P_p}{F_1} \leq [\sigma] ,$$

где: F_1 - потребная площадь сечения шпильки, мм^2 ;

$$[\sigma] = \sigma_B = 600 \text{ МПа (сталь 45)}.$$

Отсюда:

$$F_1 = k \frac{P_p}{[\sigma]} = 1,5 \cdot \frac{2600}{600 \cdot 10^6} = 8,66 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 8,66 \text{ мм}^2$$

где: k – коэффициент учитывающий требование повышенной прочности болтов,
 $k = 1,5$.

2) Определение диаметра шпильки и шага резьбы

По найденному значению F_1 по таблице принимаем номинальный диаметр шпильки и шаг резьбы:

$$d = 5 \text{ мм} \quad \text{при табличном } F_1 = 12,7 \text{ мм}^2;$$

$$d_1 = 4,02 \text{ мм} \quad \text{и} \quad S = 0,8 \text{ мм}.$$

3) Определение запаса прочности

$$\sigma_p = k \frac{4P_p}{\pi d_1^2} = 1,5 \cdot \frac{4 \cdot 2600}{3,14 \cdot 0,00402^2} = 307 \text{ МПа},$$

$$\eta = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{600}{307} = 1,9 > 1,25 \quad \text{- прочность соблюдается.}$$

4) Определение длины работающей резьбы (высоты гайки)

Из условия среза резьбы:

$$\tau = \frac{P_p}{F_{cp}} \leq [\tau_{cp}],$$

где: F_{cp} - площадь среза резьбы шпильки, мм^2 ;

$$F_{cp} = 0,5l \cdot \pi \cdot d = 0,5 \cdot 0,006 \cdot 3,14 \cdot 0,005 = 0,471 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

l - длина работающей резьбы;

$$[\tau_{cp}] = 0,6\sigma_B = 0,6 \cdot 600 = 360 \text{ МПа (сталь 45)}.$$

Отсюда:

$$l = \frac{P_p}{0,5\pi d[\tau_{cp}]} = \frac{2600}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,005 \cdot 360 \cdot 10^6} = 5,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 5,2 \text{ мм} \approx 6 \text{ мм}$$

5) Определение запаса прочности гайки

$$\tau = \frac{P_p}{F_{cp}} = \frac{2600}{0,471 \cdot 10^{-4}} = 185 \text{ МПа},$$

$$\eta = \frac{[\tau_{cp}]}{\tau} = \frac{360}{185} = 1,8 > 1,25 \quad \text{- прочность соблюдается.}$$

6) Величина затяжки соединения болт – гайка

$$M_{зам} = 0,25 \pm 0,05 \text{ кгс} \cdot \text{м} \quad (\text{диаметр болта } 5 \text{ мм})$$

Величина крутящего момента на ключе:

$$M_{зам} = k_2 k_3 P_{max} \cdot 10^{-3}$$

где: $k_2 = 0,92$ (диаметр болта 5 мм по ОСТ100017-77)

$k_3 = 1,0$ (группа сочетаний 2)

$$\text{Тогда: } P_{max} = \frac{M_{зам}}{k_2 k_3 10^{-3}} = \frac{0,25}{0,92 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3}} = 271 \text{ кгс} = 2,6 \text{ кН}$$

где: P_{max} - максимальное растягивающее усилие в болте при заданном моменте затяжки;

Максимальное растягивающее усилие, действующее на ленту:

$$P_{л_{max}} = 2P_{max} = 2 \cdot 2600 = 5200 \text{ Н} \quad (\text{на ленте } 2 \text{ болта})$$

Действующие растягивающие напряжения в ленте:

$$\sigma_l = \frac{k_{узл} P_{max}}{\delta_{л_{min}} b_l} = \frac{1,25 \cdot 5200}{0,0014 \cdot 0,085} = 54,62 \text{ МПа}$$

где: $\delta_{л_{min}}$ - толщина ленты с учетом допуска; b_l - ширина ленты,

$b_l = 85 \text{ мм}$, $\delta_{л_{min}} = 1,5 - 0,1 = 1,4 \text{ мм}$.

$$\text{Запас прочности ленты: } \eta = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{1100}{54,62} = 20,14 \quad \text{- прочность соблюдается.}$$

Материал ленты сталь 30ХГСА: $\sigma_B = 1100 \text{ МПа}$, $\tau_B = 700 \text{ МПа}$,
 $E = 210 \text{ ГПа}$, $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$.

Расчет кронштейна крепления стабилизатора

а) Расчет проушин кронштейна крепления стабилизатора

Исходные данные: $M_{кр} = 18,64 \text{ Нм}$, $L_{пр} = 60 \text{ мм}$.

Проектируется неподвижное соединение типа ухо-вилка кронштейна крепления стабилизатора к лонжерону киля хвостового оперения.

Наиболее нагружена проушина 1: $R_1 = 4532 \text{ Н}$. Тип проушины – прямая.

С учетом узлового коэффициента принимаем:

$$P_{пр1} = k_{узн} \cdot R_1 = 1,25 \cdot 4532 = 5665 \text{ Н}$$

Задняя проушина воспринимает лишь нагрузку от кручения:

$$P_{пр2} = k_{узн} \cdot \frac{M_{кр}}{L_{пр}} = 1,25 \cdot \frac{18,64}{0,06} = 258 \text{ Н}$$

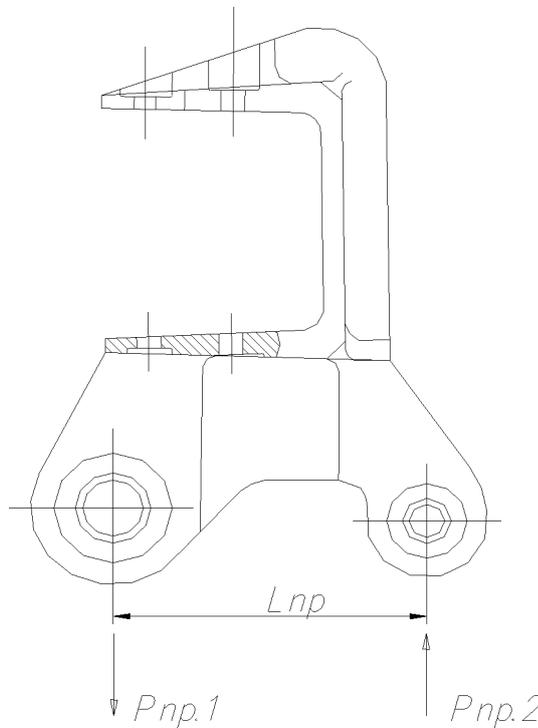


Рис. 7.10 Схема нагружения проушин кронштейна крепления стабилизатора.

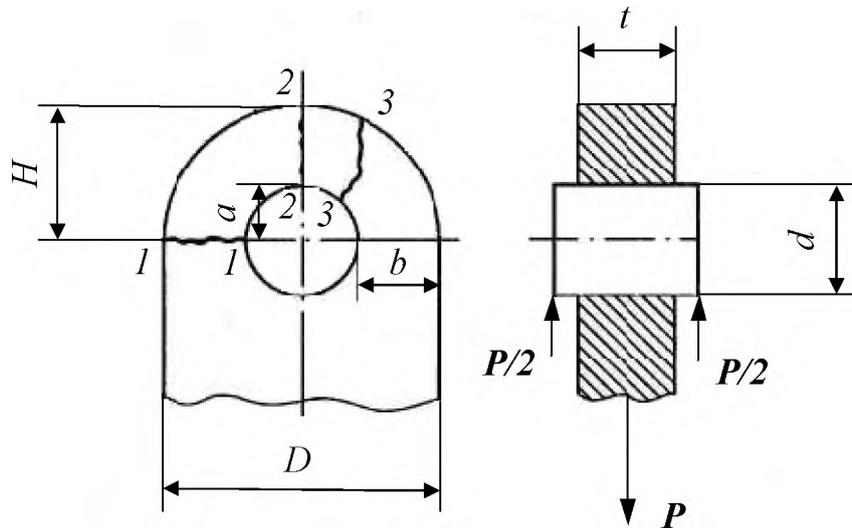


Рис. 7.11 Схема нагружения проушины с указанием наиболее возможных мест разрушения и проектируемые размеры.

Выбор материала:

В качестве материала для проушины и вилки выбираем сплав АК6:

$$\sigma_B = 400 \text{ МПа} \quad \tau_B = 200 \text{ МПа} \quad E = 72 \text{ ГПа} \quad \rho = 2800 \text{ кг/м}^3.$$

В качестве материала для болтов крепления выбираем сталь 45:

$$\sigma_B = 600 \text{ МПа}, \quad \tau_B = 430 \text{ МПа}, \quad E = 102 \text{ ГПа}, \quad \rho = 7850 \text{ кг/м}^3.$$

Определение диаметра болта для проушины 1.

Из условия работы болта на срез:

$$\tau = \frac{P_{\text{нр1}}}{n_{\text{ср}} F_{\text{ср}}} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где: $F_{\text{ср}}$ - площадь среза тела болта;

τ - касательные напряжения в теле болта от внешней нагрузки;

$[\tau_{\text{ср}}]$ - допускаемые напряжения среза материала болта;

$n_{\text{ср}}$ - число плоскостей среза болта, $n_{\text{ср}} = 2$;

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,6[\sigma] = 0,6 \cdot 600 = 360 \text{ МПа};$$

$$[\sigma] = \sigma_B = 600 \text{ МПа} \text{ (сталь 45)}.$$

Отсюда потребная площадь сечения тела болта:

$$F = \frac{P_{np1}}{n_{cp}[\tau_{cp}]} = \frac{5665}{2 \cdot 360 \cdot 10^6} = 0,0123 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 0,123 \text{ см}^2 .$$

Потребная величина диаметра болта:

$$d_{\delta} = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,123}{3,14}} = 0,5284 \text{ см} = 5,28 \text{ мм} .$$

Вычисленное значение диаметра болта округляем до стандартного (по сортаменту) увеличивая из конструктивных соображений: $d_{\delta} = 8,0 \text{ мм}$.

Определение диаметра болта для проушины 2

Потребная площадь сечения тела болта:

$$F = \frac{P_{np2}}{n_{cp}[\tau_{cp}]} = \frac{258}{2 \cdot 360 \cdot 10^6} = 0,00172 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 0,0172 \text{ см}^2$$

Потребная величина диаметра болта:

$$d_{\delta} = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0172}{3,14}} = 0,148 \text{ см} = 1,48 \text{ мм}$$

Вычисленное значение диаметра болта округляем до стандартного (по сортаменту) увеличивая из конструктивных соображений: $d_{\delta} = 6,0 \text{ мм}$.

Величина затяжки соединения болт – гайка

$$M_{зам} = 0,5 \pm 0,05 \text{ кгс} \cdot \text{м} \quad (\text{диаметр болта } 8 \text{ мм})$$

Определение потребной толщины для проушины 1

Из условия работы проушины на смятие:

$$t = \frac{P_{np1}}{n_{np} d_{\delta} k_{см} [\sigma_{см}]} = \frac{5665}{1 \cdot 0,008 \cdot 1,1 \cdot 400 \cdot 10^6} = 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4,2 \text{ мм} \approx 5 \text{ мм}$$

где: t - потребная толщина проушины;

n_{np} - число проушин в стыкуемом элементе, $n_{np} = 1$;

$k_{см}$ - коэффициент напряжений смятия (зависит от относительных размеров проушины H/d);

$$[\sigma_{cm}] = \sigma_B = 400 \text{ МПа (АК6)}.$$

Задаемся из прототипа (узел крепления стабилизатора Ми-34):

$$H/d = 1,25 \text{ и } H = 1,25d \text{ и } D/t = 2.$$

Отсюда из графика $\kappa_{cm} = f(H/d, D/t)$ находим: $\kappa_{cm} = 1,1$.

Определение потребной толщины для проушины 2

Из условия работы проушины на смятие:

$$t = \frac{P_{np2}}{n_{np} d_{\phi} \kappa_{cm} [\sigma_{cm}]} = \frac{258}{1 \cdot 0,006 \cdot 1,1 \cdot 400 \cdot 10^6} = 0,43 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,43 \text{ мм} \approx 1 \text{ мм}$$

Задаемся из прототипа (узел крепления стабилизатора Ми-34):

$$H/d = 1,15 \text{ и } H = 1,15d \text{ и } D/t = 2,3.$$

Отсюда из графика $\kappa_{cm} = f(H/d, D/t)$ находим: $\kappa_{cm} = 0,8$.

Вычисленное значение потребной толщины проушины увеличиваем из конструктивных соображений: $t = 3 \text{ мм}$.

Определение потребной ширины перемычки для проушины 1

Из условия возможного разрыва проушины в сечении 1-1, см. рис. 3.21:

$$b = \frac{P_{np1}}{2n_{np} k_{\phi} k_{p1} t [\sigma]} = \frac{5665}{2 \cdot 1,0 \cdot 0,82 \cdot 0,005 \cdot 400 \cdot 10^6} = 4,38 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4,38 \text{ мм} \approx 5 \text{ мм}$$

где: b - потребная ширина перемычки проушины;

k_{p1} - коэффициент учитывающий влияние геометрии проушины на среднее разрушающее напряжение в сечении 1-1;

k_{ϕ} - коэффициент учитывающий направление прикладываемой к проушине нагрузки.

$$k_{p1} = 1,02 - 0,1 \frac{D}{d} = 1,02 - 0,1 \cdot 2,0 = 0,82$$

$D/d = 2,0$ (прототип). Тип проушины - прямая. $k_{\phi} = 1,0$ ($\phi = 0$).

$$[\sigma] = \sigma_B = 400 \text{ МПа (АК6)}$$

Определение потребной ширины перемычки для проушины 2 :

$$b = \frac{P_{np2}}{2n_{np}k_{\varphi}k_{p1}t[\sigma]} = \frac{258}{2 \cdot 1,07 \cdot 0,003 \cdot 400 \cdot 10^6} = 0,923 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,923 \text{ мм} \approx 1 \text{ мм}$$

Из конструктивных соображений принимаем: $b = 3 \text{ мм}$.

Расчет вилки для неразъемного соединения

а) Расчет вилки переднего узла крепления:

Исходные данные:

$$P_{np1} = 5665 \text{ Н}, d_{\sigma} = 8,0 \text{ мм}, a/b = 1,0.$$

Учитываем, что прочность проушины вилки из-за несимметричного приложения нагрузки ниже прочности одинарной проушины уха особенно из алюминиевых сплавов.

1) Определение толщины проушины вилки

Из условия работы проушины на смятие:

$$t = \frac{P_{np1}}{n_{np}d_{\sigma}k_{cm}[\sigma_{cm}]} = \frac{5665}{2 \cdot 0,008 \cdot 1,2 \cdot 400 \cdot 10^6} = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 2,3 \text{ мм} \approx 3 \text{ мм}$$

где: t - потребная толщины проушины;

n_{np} - число проушин в стыкуемом элементе, $n_{np} = 2$;

$k_{cm} = 1,2$; $[\sigma_{cm}] = \sigma_B = 400 \text{ МПа}$ (АК6).

2) Определение потребной ширины перемычки проушины вилки

Из условия возможного разрыва проушины:

$$b = \frac{P_{np1}}{2n_{np}k_{\varphi}k_{p1}t[\sigma]} = \frac{5665}{2 \cdot 2 \cdot 0,656 \cdot 0,003 \cdot 400 \cdot 10^6} = 5,43 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 5,43 \text{ мм} \approx 6 \text{ мм}$$

где: b - потребная ширина перемычки проушины;

n_{np} - число проушин в стыкуемом элементе, $n_{np} = 2$.

$$a/b = 1,0 \text{ и } \frac{k_{p1_np}}{k_{p1_вил}} = 1,25 \text{ отсюда:}$$

$$k_{p1_вил} = \frac{k_{p1_np}}{1,25} = \frac{0,82}{1,25} = 0,656.$$

$D/d = 2,0$ (прототип). Тип проушины - прямая. $k_\varphi = 1,0$ ($\varphi = 0$).

$$[\sigma] = \sigma_B = 400 \text{ МПа (АК6)}.$$

б) Расчет вилки заднего узла крепления

Исходные данные: $P_{np2} = 258 \text{ Н}$, $d_\sigma = 6,0 \text{ мм}$, $a/b = 1,0$.

1) Определение толщины проушины вилки

Из условия работы проушины на смятие:

$$t = \frac{P_{np2}}{n_{np} d_\sigma k_{cm} [\sigma_{cm}]} = \frac{258}{2 \cdot 0,008 \cdot 1,2 \cdot 400 \cdot 10^6} = 0,28 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,28 \text{ мм} \approx 1 \text{ мм}$$

где: t - потребная толщина проушины;

n_{np} - число проушин в стыкуемом элементе, $n_{np} = 2$;

$k_{cm} = 0,8$ и $[\sigma_{cm}] = \sigma_B = 400 \text{ МПа (АК6)}$;

Из конструктивных соображений принимаем: $t = 3 \text{ мм}$.

2) Определение потребной ширины перемычки проушины вилки

Из условия возможного разрыва проушины:

$$b = \frac{P_{np2}}{2n_{np} k_\varphi k_{p1} t [\sigma]} = \frac{258}{2 \cdot 2 \cdot 0,49 \cdot 0,003 \cdot 400 \cdot 10^6} = 1,109 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,109 \text{ мм} \approx 2 \text{ мм}$$

где: b - потребная ширина перемычки проушины;

n_{np} - число проушин в стыкуемом элементе, $n_{np} = 2$;

$$a/b = 1,0 \text{ и } \frac{k_{p1_np}}{k_{p1_вил}} = 1,42 \text{ и } k_{p1_вил} = \frac{k_{p1_np}}{1,42} = \frac{0,7}{1,42} = 0,49;$$

$D/d = 2,66$ (прототип). Тип проушины - прямая. $k_\varphi = 1,0$ ($\varphi = 0$).

$$[\sigma] = \sigma_B = 400 \text{ МПа (АК6)}.$$

Из конструктивных соображений принимаем: $b_{np} = b_{вил} = 3 \text{ мм}$.

Определение напряжений в проушине вилки от расчетных нагрузок и запасов прочности вилки

а) Нормальные напряжения:

$$\sigma = \frac{P_{np}}{n_{np} k_\varphi k_{p1} b \cdot t},$$

Запас прочности: $\eta = [\sigma] / \sigma$

где: σ - действующее напряжение в элементе конструкции.

б) Касательные напряжения:

$$\tau = \frac{P_{np}}{2F_{cp}} = \frac{P_{np}}{2(a + 0,205d)t \cdot k_{cp}},$$

Запас прочности: $\eta = [\tau] / \tau$

где: τ - действующее напряжение в элементе конструкции.

Определение k_{cp} : $k_{cp} = \frac{1,7}{\sqrt[4]{Hd_\sigma}} + 0,5,$

Передний узел: $k_{cp} = \frac{1,7}{\sqrt[4]{9 \cdot 8}} + 0,5 = 1,08;$

где: $H = 9 \text{ мм}$, $d_\sigma = 8 \text{ мм}$.

Задний узел: $k_{cp} = \frac{1,7}{\sqrt[4]{6 \cdot 6}} + 0,5 = 1,19;$

где: $H = 6 \text{ мм}$, $d_\sigma = 6 \text{ мм}$.

1) Для переднего узла:

$$\sigma = \frac{P_{np1}}{n_{np} k_{\varphi} k_{p1_{вил}} b \cdot t} = \frac{5665}{2 \cdot 0,54 \cdot 0,006 \cdot 0,003} = 246 \text{ МПа},$$

где: $D/d = 2,5$ (проект) и $\frac{k_{p1_{np}}}{k_{p1_{вил}}} = 1,39$ отсюда:

$$k_{p1_{вил}} = \frac{k_{p1_{np}}}{1,39} = \frac{0,76}{1,39} = 0,54 \quad (2\text{-ое приближение}),$$

$$\eta = \frac{400}{246} = 1,52.$$

$$\tau = \frac{P_{np1}}{2(a + 0,205d_{\sigma})t \cdot \kappa_{cp}} = \frac{5665}{2(0,006 + 0,205 \cdot 0,008) \cdot 0,003 \cdot 1,08} = 135 \text{ МПа},$$

$$\eta = \frac{240}{135} = 1,7.$$

2) Для заднего узла:

$$\sigma = \frac{P_{np2}}{n_{np} k_{\varphi} k_{p1_{вил}} b \cdot t} = \frac{258}{2 \cdot 0,64 \cdot 0,003 \cdot 0,003} = 52 \text{ МПа},$$

где: $D/d = 2,0$ (проект) и $\frac{k_{p1_{np}}}{k_{p1_{вил}}} = 1,25$ отсюда:

$$k_{p1_{вил}} = \frac{k_{p1_{np}}}{1,25} = \frac{0,8}{1,25} = 0,64 \quad (2\text{-ое приближение}),$$

$$\eta = \frac{400}{52} = 7,6.$$

$$\tau = \frac{P_{np2}}{2(a + 0,205d_{\sigma})t \cdot \kappa_{cp}} = \frac{258}{2(0,003 + 0,205 \cdot 0,006) \cdot 0,003 \cdot 1,19} = 8,54 \text{ МПа},$$

$$\eta = \frac{240}{8,54} = 28.$$

Расчет стенки кронштейна от усилий, возникающих при притягивании лонжерона стабилизатора к подошве кронштейна лентами

Исходные данные: $M_{зат} = 0,25 \pm 0,05 \text{ кгс} \cdot \text{м}$, $Q_{л_зат} = 5130 \text{ Н}$, $l_{ск} = 90 \text{ мм}$.

На стенку кронштейна через лонжерон стабилизатора от затяжки стяжных лент крепления передается усилие:

$$Q_{л_зат} = 2P_{\max} \cos 15^\circ = 2 \cdot 271 \cdot 0,966 = 523 \text{ кгс} = 5,13 \text{ кН},$$

$$q_{л_зат} = \frac{Q_{л_зат}}{l_{ск}} = \frac{5130}{90} = 57 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

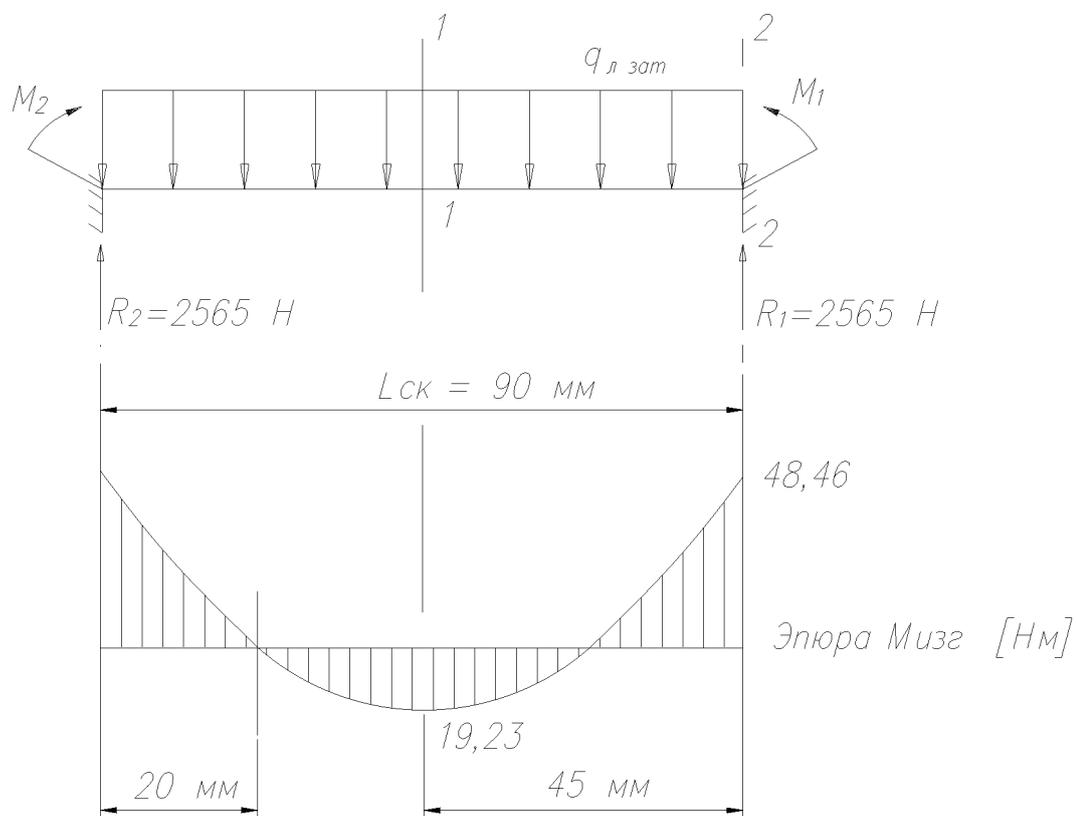


Рис. 7.12 Эюра нагружения стенки кронштейна.

Выбор материала:

В качестве материала для кронштейна крепления выбираем сплав АК6:

$$\sigma_B = 400 \text{ МПа}, \tau_B = 200 \text{ МПа}, E = 72 \text{ ГПа}, \rho = 2800 \text{ кг/м}^3.$$

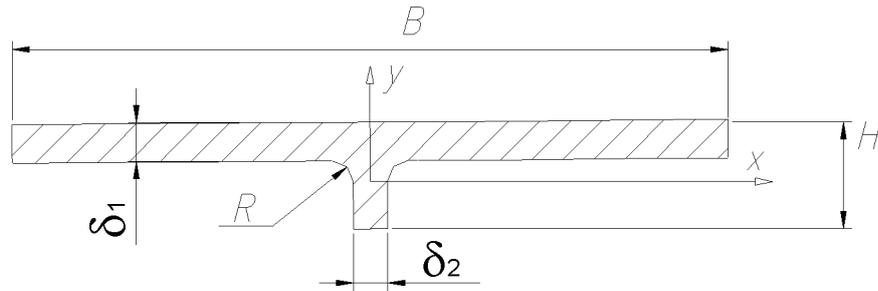


Рис. 7.13 Проектируемые размеры расчетного сечения стенки кронштейна.

1) Определение потребной толщины ребра (δ_2)

Считаем, что в первом приближении перерезывающую силу воспринимает в основном ребро стенки кронштейна. Тогда из условия прочности при срезе:

$$\tau_{cp} = \frac{Q_{cp}}{F_{cp}} \leq [\tau_{cp}] \quad ,$$

где: $F_{cp} = \delta_2 H$; $[\tau_{cp}] = 200 \text{ МПа}$ (АК6) ; $Q_{cp} = Q_{л} = 5130 \text{ Н}$.

1-ое приближение: $H = 15 \text{ мм}$ (с прототипа)

$$\delta_2 = \frac{Q_{cp}}{H[\tau_{cp}]} = \frac{5130}{0,015 \cdot 200 \cdot 10^6} = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4,7 \text{ мм} \approx 5 \text{ мм} \quad ,$$

$$\tau_{cp} = \frac{5130}{0,005 \cdot 0,015} = 148 \text{ МПа} \quad , \quad \eta = \frac{[\tau_{cp}]}{\tau_{cp}} = \frac{200}{148} = 1,35 \quad .$$

2-ое приближение: $H = 13 \text{ мм}$

$$\delta_2 = \frac{Q_{cp}}{H[\tau_{cp}]} = \frac{5130}{0,013 \cdot 200 \cdot 10^6} = 3,41 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 3,41 \text{ мм} \approx 4 \text{ мм} \quad ,$$

$$\tau_{cp} = \frac{5130}{0,004 \cdot 0,013} = 165 \text{ МПа} \quad , \quad \eta = \frac{[\tau_{cp}]}{\tau_{cp}} = \frac{200}{165} = 1,2 \quad .$$

Принимаем: $\delta_2 = 4 \text{ мм}$.

2) Определение потребной толщины стенки сечения (δ_1)

Из условия прочности при изгибе:

$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W_{\min}} \leq [\sigma] ,$$

где: $W_{\min} = \frac{J_c}{y_{\max}}$ (минимальный момент сопротивления сечения);

$$[\sigma] = \sigma_B = 400 \text{ МПа (АК6);}$$

$$M_{изг} = 48,46 \text{ Нм (с эпюры нагружения, см. рис. 7.12).}$$

1-ое приближение:

$$H = 13 \text{ мм}, \delta_2 = 4 \text{ мм}, \delta_1 = 5 \text{ мм}, y_{\max} = 6,5 \text{ мм}, B = 90 \text{ мм} .$$

$$W_{\min} = \frac{0,00105 \cdot 10^{-6}}{0,0065} = 0,162 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

где: $J_c = 0,00105 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$ (значение момента инерции сечения получено с использованием AutoCAD).

$$\sigma = \frac{48,46}{0,162 \cdot 10^{-6}} = 298 \text{ МПа} , \quad \eta = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{400}{298} = 1,34 .$$

2-ое приближение:

$$H = 13 \text{ мм}, \delta_2 = 4 \text{ мм}, \delta_1 = 4 \text{ мм}, y_{\max} = 7,5 \text{ мм}, B = 90 \text{ мм} .$$

$$W_{\min} = \frac{0,00094 \cdot 10^{-6}}{0,0075} = 0,137 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 ,$$

где: $J_c = 0,00094 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$.

$$\sigma = \frac{48,46}{0,137 \cdot 10^{-6}} = 353 \text{ МПа} , \quad \eta = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{400}{353} = 1,13 .$$

Вывод: прочность соблюдается , принимаем: $\delta_1 = 4 \text{ мм}$.

Расчет подошвы кронштейна от усилий возникающих на лонжероне при воздействии аэродинамических сил

Исходные данные: $Q = P_{\text{уэл}} = 5665 \text{ Н}$, $M_{изг} = 63,72 \text{ Нм}$ (с эпюры нагружения, рис. 7.14).

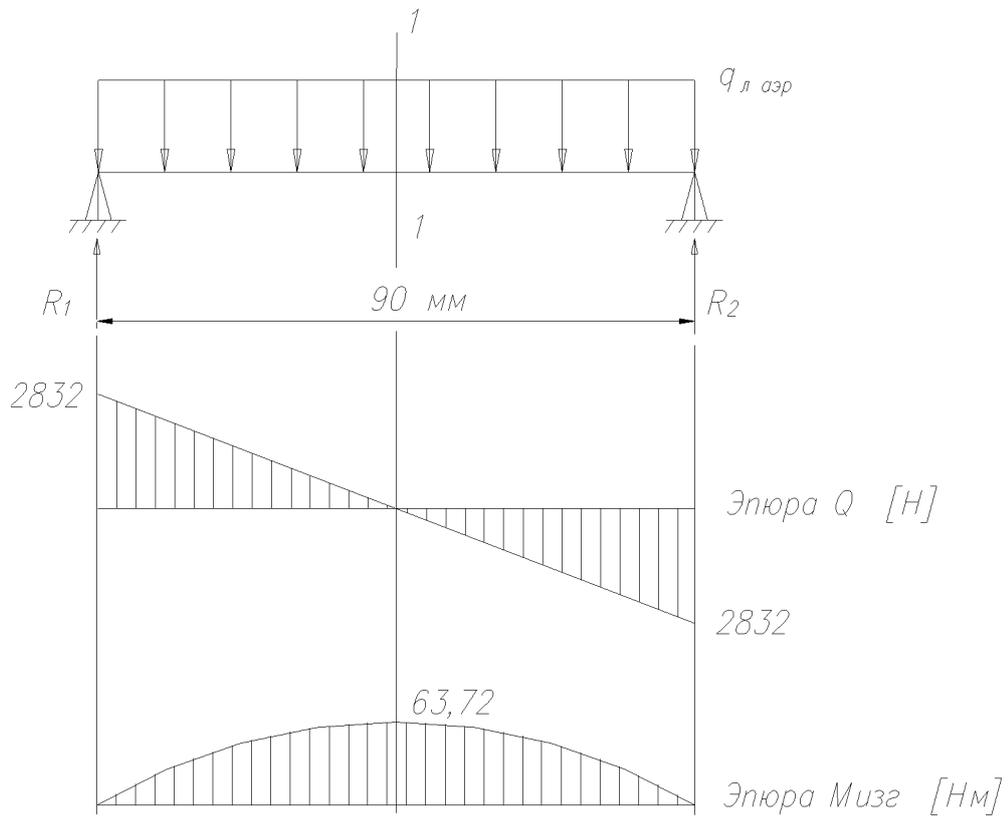


Рис. 7.14 Эюры нагружения подошвы кронштейна.

$$q_{л_аэр} = \frac{Q}{l_{ск}} = \frac{5665}{90} = 62,94 \frac{Н}{мм}$$

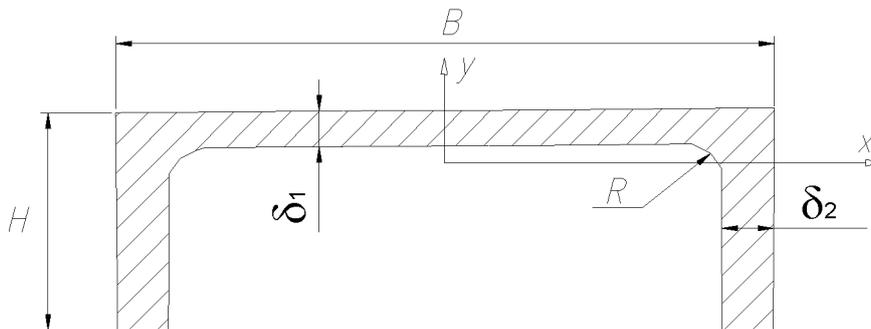


Рис. 7.15 Проектируемые размеры расчетного сечения подошвы кронштейна.

1) Определение потребной толщины ребра (δ_2)

Из условия прочности при срезе:

$$\tau_{ср} = \frac{Q_{ср}}{F_{ср}} \leq [\tau_{ср}] ,$$

где: $F_{ср} = \delta_2 H$; $[\tau_{ср}] = 200 \text{ МПа}$ (АК6); $Q_{ср} = 2832 \text{ Н}$.

1-ое приближение: $H = 35 \text{ мм}$ (с прототипа)

$$\delta_2 = \frac{Q}{H[\tau_{cp}]} = \frac{2832}{0,035 \cdot 200 \cdot 10^6} = 1,71 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,71 \text{ мм} \approx 2 \text{ мм},$$

$$\tau_{cp} = \frac{2832}{0,002 \cdot 0,035} = 56,64 \text{ МПа}, \quad \eta = \frac{[\tau_{cp}]}{\tau_{cp}} = \frac{200}{56,64} = 3,53.$$

2-ое приближение: $H = 20 \text{ мм}$

$$\delta_2 = \frac{Q}{H[\tau_{cp}]} = \frac{2832}{0,020 \cdot 200 \cdot 10^6} = 2,38 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 2,38 \text{ мм} \approx 3 \text{ мм},$$

$$\tau_{cp} = \frac{2832}{0,003 \cdot 0,020} = 118 \text{ МПа}, \quad \eta = \frac{[\tau_{cp}]}{\tau_{cp}} = \frac{200}{118} = 1,6.$$

Из конструктивных соображений с учетом расчета проушин и конструкции кронштейна крепления принимаем: $\delta_2 = 5 \text{ мм}$.

2) Определение потребной толщины стенки сечения (δ_1)

1-ое приближение:

$$H = 20 \text{ мм}, \quad \delta_2 = 5 \text{ мм}, \quad \delta_1 = 5 \text{ мм}, \quad y_{\max} = 14,5 \text{ мм}, \quad B = 90 \text{ мм}.$$

$$W_{\min} = \frac{0,00356 \cdot 10^{-6}}{0,0145} = 0,246 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3, \quad J_c = 0,00356 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4,$$

$$\sigma = \frac{63,72}{0,246 \cdot 10^{-6}} = 258 \text{ МПа}, \quad \eta = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{400}{258} = 1,5;$$

где: $[\sigma] = \sigma_B = 400 \text{ МПа}$ (АК6).

2-ое приближение:

$$H = 20 \text{ мм}, \quad \delta_2 = 5 \text{ мм}, \quad \delta_1 = 4 \text{ мм}, \quad y_{\max} = 16 \text{ мм}, \quad B = 90 \text{ мм}.$$

$$W_{\min} = \frac{0,00268 \cdot 10^{-6}}{0,016} = 0,1676 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3, \quad J_c = 0,00268 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4,$$

$$\sigma = \frac{63,72}{0,1676 \cdot 10^{-6}} = 380 \text{ МПа}, \quad \eta = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{400}{380} = 1,05.$$

Вывод: прочность соблюдается, принимаем $\delta_1 = 4 \text{ мм}$.

Расчет упора крепления стабилизатора

На упор от затяжки болтов действует усилие $P_6 = 2600 \text{ Н}$, отсюда имеем изгиб упора на который от лонжерона передается перерезывающая сила:

$$Q_{л_зат} = 2P_6 \cos 15^\circ = 2 \cdot 2600 \cdot 0,966 = 5130 \text{ Н}$$

Исходные данные: $M_{зат} = 0,25 \pm 0,05 \text{ кгс} \cdot \text{м}$,

$$q_{л_зат} = \frac{Q_{л_зат}}{l} = \frac{5130}{60} = 85,50 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

где: $l = 60 \text{ мм}$ (расстояние между болтами).

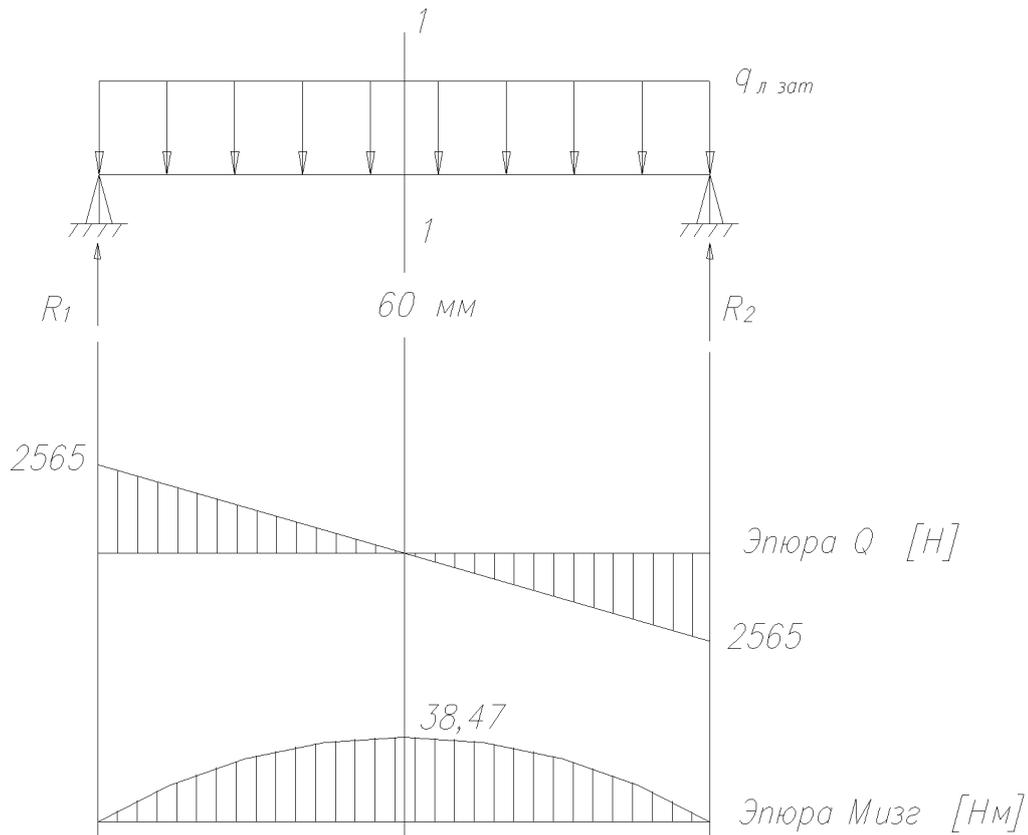


Рис. 7.16 Эюра нагружения упора.

Выбор материала:

В качестве материала для кронштейна крепления выбираем сплав АК6.

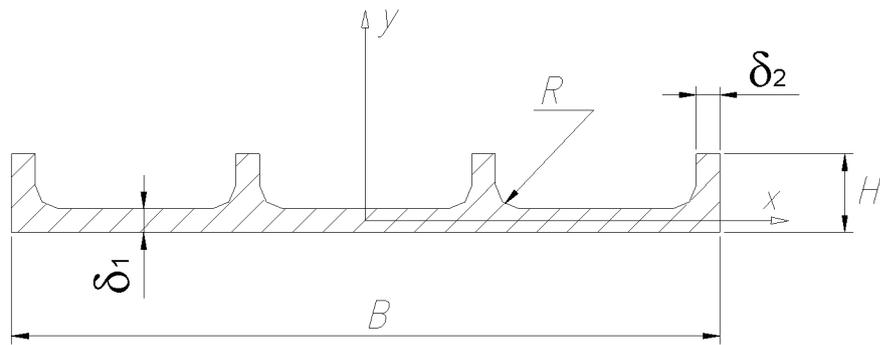


Рис. 7.17 Проектируемые размеры расчетного сечения упора

1) Определение необходимой толщины ребра (δ_2)

Считаем, что в первом приближении перерезывающую силу воспринимают в основном ребра упора крепления. Тогда из условия прочности при срезе:

$$\tau_{cp} = \frac{Q_{cp}}{F_{cp}} \leq [\tau_{cp}] ,$$

где: $F_{cp} = \delta_2 H$, $[\tau_{cp}] = 200 \text{ МПа}$ (АК6), $Q_{cp} = 2565 \text{ Н}$

1-ое приближение: $H = 16 \text{ мм}$ (с прототипа)

$$\delta_2 = \frac{Q_{cp}}{H[\tau_{cp}]} = \frac{2565}{0,016 \cdot 200 \cdot 10^6} = 1,38 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,38 \text{ мм} \approx 2 \text{ мм} ,$$

$$\tau_{cp} = \frac{2565}{0,002 \cdot 0,016} = 118 \text{ МПа} , \quad \eta = \frac{[\tau_{cp}]}{\tau_{cp}} = \frac{200}{118} = 1,6 ;$$

2-ое приближение: $H = 10 \text{ мм}$

$$\delta_2 = \frac{Q_{cp}}{H[\tau_{cp}]} = \frac{2565}{0,010 \cdot 200 \cdot 10^6} = 2,56 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 2,56 \text{ мм} \approx 3 \text{ мм} ,$$

$$\tau_{cp} = \frac{2565}{0,003 \cdot 0,010} = 171 \text{ МПа} , \quad \eta = \frac{[\tau_{cp}]}{\tau_{cp}} = \frac{200}{171} = 1,16 ;$$

принимаем: $\delta_2 = 3 \text{ мм}$.

2) Определение потребной толщины стенки сечения (δ_1)

Из условия прочности при изгибе:

$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W_{\min}} \leq [\sigma] ,$$

где: $[\sigma] = \sigma_B = 400 \text{ МПа}$ (АК6);

$M_{изг} = 38,47 \text{ Нм}$ (с эпюры нагружения, см. рис. 7.16).

1-ое приближение:

$$H = 10 \text{ мм} , \delta_2 = 3 \text{ мм} , \delta_1 = 5 \text{ мм} , y_{\max} = 5,5 \text{ мм} .$$

$$W_{\min} = \frac{0,00064 \cdot 10^{-6}}{0,0055} = 0,118 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 , J_c = 0,00064 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 ,$$

$$\sigma = \frac{38,47}{0,118 \cdot 10^{-6}} = 326 \text{ МПа} , \eta = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{400}{326} = 1,23 .$$

2-ое приближение:

$$H = 10 \text{ мм} , \delta_2 = 3 \text{ мм} , \delta_1 = 3 \text{ мм} , y_{\max} = 7,0 \text{ мм} .$$

$$W_{\min} = \frac{0,00073 \cdot 10^{-6}}{0,007} = 0,105 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 , J_c = 0,00073 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 ,$$

$$\sigma = \frac{38,47}{0,105 \cdot 10^{-6}} = 364 \text{ МПа} , \eta = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{400}{364} = 1,1 .$$

Вывод: прочность соблюдается , принимаем $\delta_1 = 3 \text{ мм}$.

Расчет заклепочного соединения лента-кронштейн

Исходные данные:

$$b_{\text{л}} = 85 \text{ мм} , P_{\text{л}} = 5200 \text{ Н} , M_{\text{кр}} = 18,64 \text{ Нм} , h = 40 \text{ мм} .$$

Расчет производим для заклепочного соединения в нахлест. Выбор заклепочного соединения и его расчет основывается на условии обеспечения требуемого запаса прочности на срез.

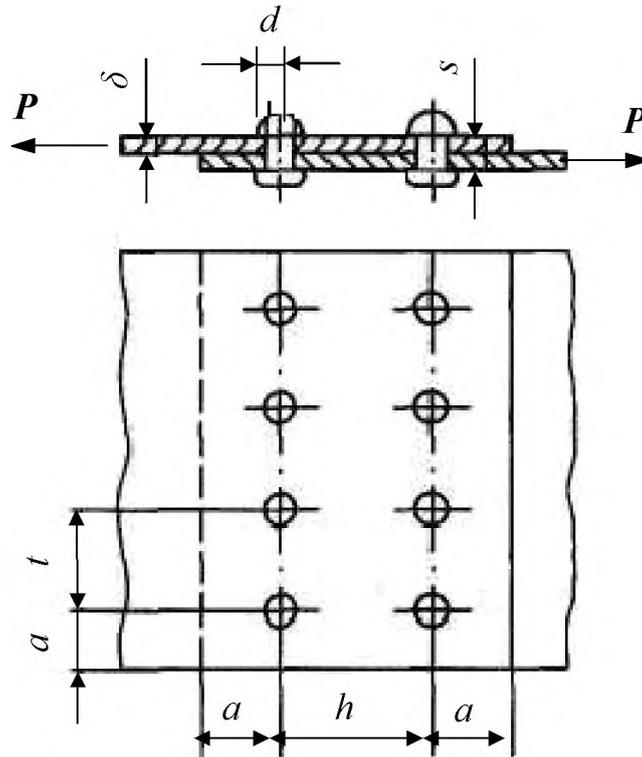


Рис. 7.18 Проектируемые размеры заклепочного соединения лента-кронштейн.

1) Нагрузка действующая на заклепки

а) Нагрузка от ленты:

$$P = k_{\text{взл}} P_{\text{л}} = 1,25 \cdot 5310 = 7638 \text{ Н},$$

б) Нагрузка от крутящего момента:

$$P = k_{\text{взл}} \frac{M_{\text{кр}}}{h} = 1,25 \frac{18,64}{0,04} = 1882 \text{ Н},$$

Отсюда: суммарная сила действующая на заклепки

$$P_{\Sigma} = 7638 + 1882 = 9520 \text{ Н}.$$

2) Выбор типа заклепки

Выбираем односрезную заклепку с потайной головкой.

3) Выбор материала:

В качестве материала для заклепок выбираем АМг5П:

$$\sigma_B = 210 \text{ МПа}, \rho = 2800 \text{ кг/м}^3.$$

В качестве материала для стяжной ленты крепления выбираем сталь 30ХГСА:

$$\sigma_B = 1100 \text{ МПа}, \tau_B = 700 \text{ МПа}, E = 210 \text{ ГПа}, \rho = 7850 \text{ кг/м}^3.$$

4) Определение диаметра заклепки

$$d = 2\sqrt{S} = 2\sqrt{6,4} = 5,05 \text{ мм},$$

где: $S = 6,4 \text{ мм}$ (толщина склепываемого пакета лента-стенка кронштейна).

Полученное значение диаметра заклепки округляем до стандартного из ряда [3]: $d = 5 \text{ мм}$ и $F_{cp} = 19,64 \text{ мм}^2$.

5) Определение шага заклепочного шва

Из каталога [4] для выбранной заклепки определяем усилие среза одной заклепки:

$$P_{cp} = 2140 \text{ Н} \quad \text{при} \quad d = 5 \text{ мм} \quad (\text{АМг5П}).$$

Потребное количество заклепок:

$$n_z = \frac{P_\Sigma}{P_{cp}} = \frac{9520}{2140} = 4,8.$$

Округляем полученное значение до целого четного числа в сторону увеличения: $n_z = 6$ (на одной ленте).

Длина заклепки: $l_z = 4,5d = 4,5 \cdot 5,0 = 22,5 \text{ мм}$ (прессовая клепка).

Отсюда: минимальный шаг заклепочного шва:

$$t = 3d \quad (\text{для односрезных заклепок}),$$

$$t = 3 \cdot 5,0 = 15 \text{ мм}.$$

Условие для односрезного шва: $3d < t < 40\delta_l$ и $10,5 < t < 56$.

Потребный шаг заклепочного шва: $t = \frac{b_n}{n_{zp}} = \frac{85}{3} = 28,33 \text{ мм}$.

$$10,5 < 28,33 < 56 \quad (\text{условие соблюдается}),$$

где: $n_{zp} = 3$ (количество заклепок в ряду).

Шаг заклепочного шва окончательно назначаем из ряда: $t = 30 \text{ мм}$.

6) Расстояние между рядами

$$h = 3d = 3 \cdot 5 = 15 \text{ мм},$$

Из конструктивных соображений принимаем: $h = 20 \text{ мм}$.

7) Расстояние от оси заклепки до края листа

$$a = 2d + 2 = 2 \cdot 5 + 2 = 12 \text{ мм}.$$

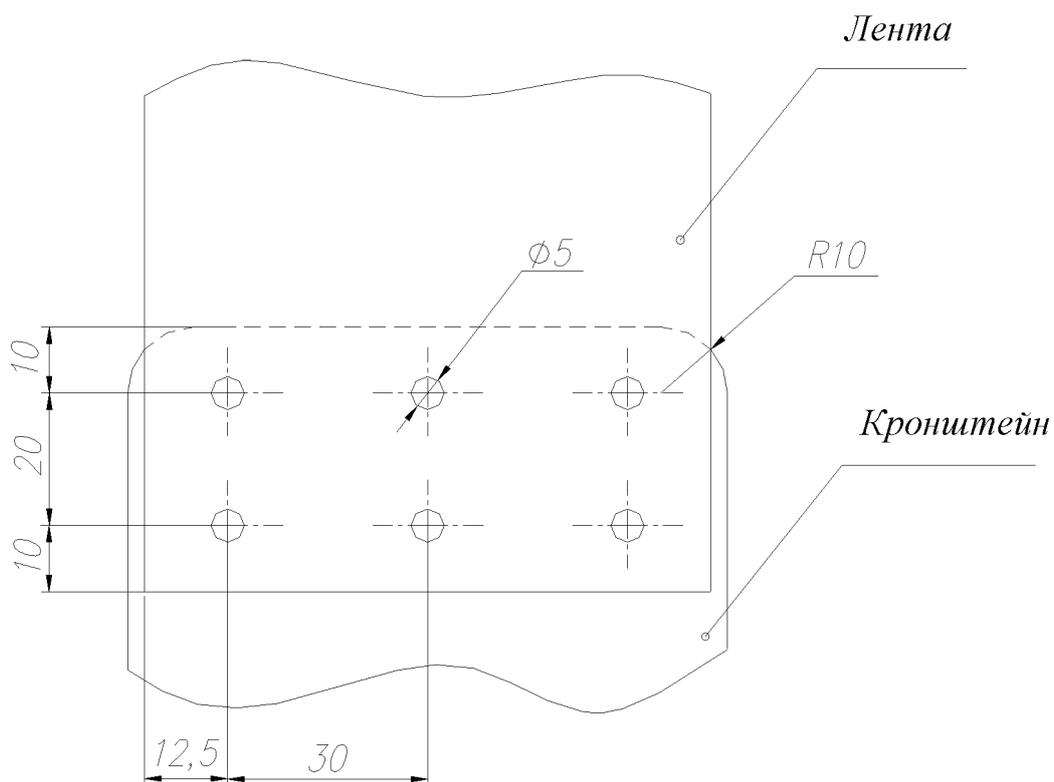


Рис. 7.19 Полученные размеры заклепочного соединения лента-кронштейн.

8) Проверка на прочность всех элементов заклепочного шва

а) Проверка прочности на отрыв головки заклепки

Усилие среза действующее на одну заклепку:

$$P_1 = \frac{P_{\Sigma}}{n_3} = \frac{9520}{6} = 1586 \text{ Н}, P_1 = 1586 \text{ Н} < P_{cp} = 2140 \text{ Н}.$$

Из таблицы определяем разрушающую нагрузку на отрыв головки:

$$P_{ог} = 2750 \text{ Н} \text{ (потайная головка } \beta = 120^\circ, d = 5 \text{ мм)}.$$

Запас прочности на отрыв головки:

$$\eta = \frac{P_{ог}}{P_1} = \frac{2750}{1586} = 1,7;$$

б) Проверка прочности на прорыв ленты

Из таблицы [5] определяем разрушающую нагрузку на прорыв ленты:

$$P_{пл} = 4800 \text{ Н} \text{ (} S = 6,4 \text{ мм)}, \eta = \frac{P_{пл}}{P_1} = \frac{4800}{1586} = 3,0;$$

в) Проверка прочности на прорыв стенки кронштейна

$$P_{пк} = 2670 \text{ Н} \text{ (АК6)}, \eta = \frac{P_{пк}}{P_1} = \frac{2670}{1586} = 1,68;$$

Вывод: прочность соблюдается.

Расчет напряжений в лонжероне в зоне соединения лента – лонжерон – кронштейн:

Величина затяжки соединения болт – гайка:

$$M_{зат} = 0,25 \pm 0,05 \text{ кгс} \cdot \text{м} \text{ (диаметр болта 6 мм)}$$

Величина крутящего момента на ключе:

$$M_{зат} = k_2 k_3 P_{\max} \times 10^{-3}$$

где: $k_2 = 0,92$ (диаметр болта 6 мм по ОСТ100017-77),

$k_3 = 1,0$ (группа сочетаний 2).

$$\text{Тогда: } P_{\max} = \frac{M_{зат}}{k_2 k_3 10^{-3}} = \frac{0,25}{0,92 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3}} = 271 \text{ кгс} = 2,6 \text{ кН}$$

где: P_{\max} - максимальное растягивающее усилие в болте при заданном моменте затяжки;

Максимальное растягивающее усилие, действующее на ленту:

$$P_{л,\max} = 2P_{\max} = 2 \cdot 271 = 542 \text{ кгс} = 5,31 \text{ кН} \text{ (на ленте 2 болта)}.$$

Действующие растягивающие напряжения в ленте:

$$\sigma_l = \frac{k_{узл} P_{max}}{\delta_{л_min} b_l} = \frac{1,25 \cdot 542}{1,4 \cdot 85} = 5,69 \text{ кгс / мм}^2 = 55,85 \text{ МПа}$$

где: $\delta_{л_min}$ - толщина ленты с учетом допуска, $\delta_{л_min} = 1,5 - 0,1 = 1,4 \text{ мм}$;

b_l - ширина ленты, $b_l = 85 \text{ мм}$.

На лонжерон стабилизатора через упор передается усилие:

$$Q_{лзат} = 2P_{max} \cos 15^\circ = 2 \cdot 271 \cdot 0,966 = 523 \text{ кгс} = 5,13 \text{ кН}$$

Исходные данные:

Таблица 7.7

$M_{узг} = 1,65 \text{ Нм}$	$N = 1560 \text{ Н}$	$Q = 258,8 \text{ Н}$
-----------------------------	----------------------	-----------------------

(данные с эпюр нагружения лонжерона от узлов крепления)

Действующие напряжения в расчетном сечении:

$$\sigma_{T3_i}^{сж / раст} = \left(\frac{M_{узг}}{W_i} + \frac{N}{F_i} \right) k_{км} , \quad \tau_{T3_i} = \left(\frac{Q}{F_{ср_i}} \right) k_{км}$$

где: $k_{км}$ – коэффициент на малоизученные свойства ПКМ, $k_{км} = 1,5$;

$W_{min_прив}$ - момент сопротивления расчетного сечения;

$$F_{ср} - \text{площадь среза} , \quad W_{min_прив} = \frac{J_i}{h/2} .$$

Распределение действующих напряжений по высоте сечения для различных материалов определяется по формулам:

$$\sigma_{T3}^{сж / раст} = \sigma_{T3_i}^{сж / раст} \frac{E_i}{E_{1-1}} , \quad \tau_{T3} = \tau_{T3_i} \frac{G_i}{G_{1-1}}$$

Результаты расчетов сводим в таблицы 7.12, 7.13.

Количество слоев, N	28	22	17	14	11
Органит-7Н					
δ_{20} , мм	1,05	0,90	0,75	0,65	0,45
δ_{90} , мм	1,95	1,45	1,05	0,90	0,75
7ТКС (Т-39)					
δ_a , мм	2,00	1,50	1,30	1,00	0,80
δ_b , мм	1,00	0,75	0,75	0,75	0,50
$\delta_{\Sigma a}$, мм	5,00	3,85	3,10	2,55	2,00
$\delta_{\Sigma b}$, мм	4,00	3,05	2,55	2,25	1,70
E_a 1-1, кг/мм ²	3144	3275	3388	3326	3231
E_b 1-1, кг/мм ²	2555	2691	2933	3037	2830
G_a 1-1, кг/мм ²	328	347	352	348	342
G_b 1-1, кг/мм ²	348	372	374	361	358
$F_{лон}$, мм ²	1343,8177	1044,3938	852,0954	690,6550	559,8948
P , мм	541,668	552,938	557,799	561,958	565,116
I_x , мм ⁴	282358,567	234254,148	198396,396	166250,345	127883,784
y_{max} , мм	20	20	20	20	20
$W_x = J_x / y_{max}$, мм ³	14117,9283	11712,7074	9919,8198	8312,51725	4894,1892
$W_x = J_x / y_{max}$, м ³	1,4118E-05	1,1713E-05	9,91982E-06	8,31252E-06	4,89419E-06
σ_{1-1} , МПа	27,7944462	33,5020748	39,55717018	47,20591708	105,7535287
$F_{кр}$, мм ²	3323,368	3491,432	3591,904	3671,651	3742,362
$W_{кр} = 2F_{кр}\delta_{\Sigma}$, мм ³	33233,68	26884,0264	22269,8048	18725,4201	14969,448
$W_{кр}$, м ³	3,3234E-05	2,6884E-05	2,22698E-05	1,87254E-05	1,49694E-05
$\tau_{1-1} = M_{кр} / W_{кр}$, МПа	0,5608768	0,69334852	0,837007786	0,995438281	1,245202896

Распределение напряжений по высоте расчетного сечения лонжерона:

Таблица 7.9

Количество слоев, N	28	22	17	14	11
Органит-7Н					
$K_{км}$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$\sigma_{1-1 20}$, МПа	51,5841583	59,6982419	68,12461598	82,80443757	217,0342562
$\tau_{1-1 20}$, МПа	1,92373902	2,24864529	2,672524287	3,215837353	4,097559804
$K_{км}$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$\sigma_{1-1 90}$, МПа	5,50319426	6,36883558	7,267793222	8,83389244	20,37577177
$\tau_{1-1 90}$, МПа	0,50017214	0,58464778	0,694856315	0,836117712	1,065365549
7ТКС (Т-39)					
$K_{км}$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$\sigma_{1-1 0}$, МПа	72,9338999	84,4062547	96,32015113	117,0756829	272,5572914
$\tau_{1-1 0}$, МПа	0,64124634	0,74954843	0,890841429	1,071945784	1,365853268

Количество слоев, N	28	22	17	14	11
$\sigma_{1-1 \text{ раст/сж}}$, МПа	51,5841583	59,6982419	68,12461598	82,80443757	217,0342562
$\tau_{1-1 \text{ кр}}$, МПа	1,92373902	2,24864529	2,672524287	3,215837353	4,097559804
$\sigma_{\text{т.3 сж}}$, МПа	4,57	5,31	5,51	5,92	7,81
$\sigma_{\text{т.3 раст}}$, МПа	0,34	0,82	1,21	1,44	2,63
$\tau_{\text{т.3}}$, МПа	5,21	6,39	7,61	8,93	11,92
$\sigma_{1\text{сж}}$, МПа	50,6736472	58,8919355	67,41268222	81,62368894	202,9255431
$\eta = [\sigma_{1\text{сж}}] / \sigma_{1\text{сж}}$	5,53	4,75	4,15	3,43	1,38
$\sigma_{2 \text{ сж}}$, МПа	5,22764771	5,79301722	5,815305701	6,465466709	24,36127602
$\eta = [\sigma_{2\text{сж}}] / \sigma_{2\text{сж}}$	16,87	15,23	15,17	13,64	3,62
$\sigma_{2 \text{ раст}}$, МПа	1,69795973	2,09693578	2,363546064	3,071241077	17,16178974
$\eta = [\sigma_{2 \text{ раст}}] / \sigma_{2 \text{ раст}}$	12,72	10,30	9,14	7,03	1,26
τ_{12} , МПа	20,4901691	23,9996844	27,88804487	33,87597766	48,27419523
$\eta = [\tau_{12}] / \tau_{12}$	2,39	2,04	1,76	2,36	1,66

Определение напряжений в сотовой панели:

Таблица 7.11

Количество слоев, N	8	6	5	4	3
Стеклоткань Т-10					
δ , мм	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3
$\delta_{\text{отн}} = \delta / (L_{\text{ст}} / 2)$, мм	0,001142857	0,000857143	0,000714286	0,000571429	0,000428571
A , м ²	7,18085E-06	5,38564E-06	4,48803E-06	3,59043E-06	2,69282E-06
X , МПа	23,29911435	31,06548535	37,27858215	46,59822734	62,13096934
Y , МПа	0,030305997	0,033201415	0,034836083	0,036521491	0,039715002
Z , МПа	4,222381752	5,629842336	6,755810803	8,444763504	11,25968467
$\psi_L = b_{\text{хв.пан}} / (L_{\text{ст}} / 2)$	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285
$P_{\text{хв.пан}}$, Н	527,36	527,36	527,36	527,36	527,36
$\lambda = \delta_{\text{ф}} / (r_{\text{яч}} \cdot 1,732)$	0,00825	0,00825	0,00825	0,00825	0,00825
$H_{\text{отн}} = H_{\text{ср}} / (L_{\text{ст}} / 2)$	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031
$\sigma_{1x} = \psi_d \cdot X$, МПа	23,29911435	31,06548535	37,27858215	46,59822734	62,13096934
$\sigma_{2x} = X$, МПа	23,29911435	31,06548535	37,27858215	46,59822734	62,13096934
$\sigma_{1z} = \psi_d \cdot Z$, МПа	4,222381752	5,629842336	6,755810803	8,444763504	11,25968467
$\sigma_{2z} = Z$, МПа	4,222381752	5,629842336	6,755810803	8,444763504	11,25968467
$\eta = [\sigma_{1\text{сж}}] / \sigma_{1x}$	9,87	7,40	6,17	4,94	3,70
ПСП-1					
$\tau_{xy} = 13,3 \cdot Y$, МПа	0,40306976	0,441578817	0,46331991	0,485735827	0,528209531
$\tau_{yz} = 8,85 \cdot Y \cdot \psi_d$, МПа	0,268208074	0,293832521	0,308299339	0,323215193	0,351477771
$\eta = [\tau_{12}] / \tau_{xy}$	1,86	1,70	1,62	1,54	1,42
$F_{\text{сеч.нес.слоев}}$, мм ²	320,5445	260,7896	201,0473	140,8043	100,7485
$F_{\text{сеч.сот}}$, мм ²	4385,7592	4445,258	4505,0351	4565,0596	4604,836
$\eta = [\tau_{12}] / \tau_{yz}$	2,80	2,55	2,43	2,32	2,13

Расчет действующих напряжений в зоне установки узла крепления стабилизатора:

Таблица 7.12

Количество слоев, N	28	22	17	14	11
Органит-7Н					
δ_{20} , мм	1,00	0,90	0,75	0,60	0,45
δ_{90} , мм	2,00	1,40	1,05	0,90	0,75
7ТКС (Т-39)					
δ_a , мм	2,00	1,55	1,30	1,05	0,80
δ_b , мм	1,00	0,75	0,75	0,75	0,50
$\delta_{\Sigma a}$, мм	5,00	3,85	3,10	2,55	2,00
$\delta_{\Sigma b}$, мм	4,00	3,05	2,55	2,25	1,70
E_a 1-1, кг/мм ²	3144	3275	3388	3326	3231
E_b 1-1, кг/мм ²	2555	2691	2933	3037	2830
G_a 1-1, кг/мм ²	328	347	352	348	342
G_b 1-1, кг/мм ²	348	372	374	361	358
$F_{ст.лонж}$, м ²	0,00016	0,000122	0,000102	0,00009	0,000068
$H_{лон}$, мм	40	40	40	40	40
$J_{прив}$, мм ⁴	393,3334	269,0912	215,7291	176,0291	123,3767
$W_{прив}$, мм ³	196,6667	176,4532	169,1993	156,4703	145,1491
$W_{прив}$, м ³	1,96667E-07	1,76E-07	1,69E-07	1,56E-07	1,45E-07
$K_{км}$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$M_{изг}/W_{прив}$, МПа	8,389829086	9,350919	9,751814	10,54513	11,36762
$N_x/F_{ст.лонж}$, МПа	9,75	12,78689	15,29412	17,33333	22,94118
$\sigma_{т.3 сж}$, МПа	27,20974363	33,20671	37,5689	41,8177	51,4632
$\sigma_{т.3 раст}$, МПа	2,04025637	5,153949	8,313456	10,1823	17,36033
$\tau_{т.3}$, МПа	2,41875	3,172131	3,794118	4,3	5,691176

Распределение напряжений по высоте сечения в зоне узла крепления:

Таблица 7.13

Количество слоев, N	28	22	17	14	11
Органит-7Н					
$K_{км}$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$\sigma_{т.3 20 сж}$, МПа	4,57933063	5,306163	5,507885	5,920846	7,819497
$\sigma_{т.3 20 раст}$, МПа	0,343369957	0,823559	1,218816	1,441683	2,637788
$\tau_{т.3 20}$, МПа	5,212823276	6,395426	7,608525	8,933518	11,92286
$\sigma_{т.3 90 сж}$, МПа	63,8976367	74,03948	76,8542	82,61646	109,1093
$\sigma_{т.3 90 раст}$, МПа	4,791208697	11,49153	17,00673	20,1165	36,80635
$\tau_{т.3 90}$, МПа	1,355334052	1,662811	1,978216	2,322715	3,099942
7ТКС (Т-39)					
$\sigma_{т.3 0 сж}$, МПа	6,709251854	7,774145	8,069691	8,674728	11,45647
$\sigma_{т.3 0 раст}$, МПа	3,693567567	8,728463	14,00395	17,76967	30,5503
$\tau_{т.3 0}$, МПа	3,405711207	4,178345	4,970903	5,836565	7,789599

Зависимость изменения массы стабилизатора:

Таблица 7.14

Номер приближения	1	2	3	4	5
Количество слоев лонжерона, N	28	22	17	14	11
$M_{лон} = \gamma_{прив} \cdot F_{лон} \cdot L_{ст}, Г$	3274	2544	2076	1682	1364
Количество слоев хв.панели, N	8	6	5	4	3
$M_{хв.панели} = M_{нес.слоев} + M_{сот}, Г$	945	794	644	492	391
$M_{стаб} = M_{лон} + M_{хв.панели}, КГ$	4218	3338	2719	2174	1755

Алгоритм определения массы хвостовой панели: Таблица 7.15

$F_{сеч.нес.слоев}, мм^2$	100,7485
$F_{сеч.нес.слоев}, см^2$	1,007485
$M_{нес.слоев} = \gamma (T-10) \cdot F_{сеч.нес.слоев} \cdot L_{ст}, Г$	254
Площадь хвостовой панели $F_{хв.пан}, см^2$	2800
Площадь ячейки сот $F_{яч.сот} = 0,5 \cdot n \cdot r_{яч} \cdot a, см^2$	0,3675
a, см	0,35
Количество граней ячейки сот, n	6
Количество ячеек сот, $n_{яч} = F_{хв.пан} / F_{яч.сот}$	7619
$H_{ср сот} = H_{ср} - 2\delta, см$	2,14
$F_{сеч.яч.сот} = r_{яч} \cdot \delta \cdot n, см^2$	0,0105
$M_{сот} = \gamma (ПСП-1) \cdot F_{сеч.яч.сот} \cdot n_{яч} \cdot H_{ср сот}, Г$	137
$M_{хв.отс.стаб.} = M_{нес.слоев} + M_{сот}, Г$	391

Сравнительный анализ применения ПКМ в стабилизаторе:

Таблица 7.16

Массовые параметры:	Металлический стабилизатор Ми-34	Композитный стабилизатор	Выигрыш
$M_{лон}, КГ$	2,178	1,364	0,814
$M_{хв.панели}, КГ$	0,652	0,391	0,261
$M_{стаб} = M_{лон} + M_{хв.панели}, КГ$	2,830	1,755	1,075
Выигрыш в весе, кг:		1,075	

Вывод: в результате проектировочного расчета был получен выигрыш в весе более 1 кг в пользу стабилизатора выполненного из ПКМ. Это можно объяснить несколькими причинами:

1) Меньший удельный вес, используемого ПКМ по сравнению с традиционными конструкционными материалами;

2) Выигрыш массы в конструкции лонжерона за счет отказа от заклепочных соединений и существенного уменьшения количества деталей в агрегате;

3) Выигрыш массы почти в 2 раза для хвостовой панели, так как трехслойные композитные панели по весовому совершенству превосходят панели с подкрепленным набором из обычных материалов.

7.2 Конструирование лопасти несущего винта

Исходные данные: спроектировать лопасть НВ из полимерных композиционных материалов прямоугольной формы в плане для среднего многоцелевого вертолета взлетной массой 10 т.

Таблица 7.17

Взлетная масса вертолета	$m_{взл}$	10000 кг
Окружная скорость НВ	ωr	200 м/с
Радиус НВ	$r_{НВ}$	8,6 м
Максимальная скорость полета	V_{max}	300 км/ч
Длина лопасти НВ	L	7,79 м
Хорда лопасти	b	0,495 м

Расчет лонжерона и комлевого стыка лопасти проводится для действия центробежной силы создаваемой при вращении винта на значениях ωr . Лопасть с целью выравнивания поля индуктивных скоростей по диску несущего винта и соответственно уменьшения индуктивных потерь НВ выполняют с круткой в пределах $7...10^\circ$. Аэродинамический профиль лопасти *NACA 230*. Расчет хвостового отсека с сотовым наполнителем проводится для значения распределенной аэродинамической нагрузки на характерном сечении лопасти $\bar{r}=0,7$ при нормальном обтекании лопасти и максимальной скорости полета вертолета. Расчет клеевого соединения хвостового отсека с лонжероном лопасти проводится для значения аэродинамической нагрузки, действующей на месте соединения отсека с лонжероном и действующей на хвостовой отсек кориолисовой силы для сечения лопасти $\bar{r}=0,7$.

Принимаемые при проектировании лопасти НВ коэффициенты безопасности согласно НЛГВ-2 [34]:

1. Основной: $f_{осн} = 2,0$;
2. Дополнительный для соединений: $f_{доп.соед} = 1,15$;
3. Дополнительный для ПКМ: $f_{доп.ПКМ} = 1,25$.

Описание агрегата: лопасть НВ из ПКМ конструктивно состоит из следующих основных частей и деталей:

- 1) Лонжерон;
- 2) Хвостовой отсек лопасти;
- 3) Обтекатель концевой;
- 4) Триммер лопасти;
- 5) Противофлаттерный груз;
- 6) Груз балансировочный;
- 7) Противоабразивная накладка;
- 8) Элементы противообледенительной системы (ПОС) лопасти:
 1. Кабели ПОС;
 2. Соединитель электрический (ШР) кабелей ПОС;
 3. Элемент нагревательный;
- 9) Стыковочный узел лопасти:
 1. Втулка распорная - 2 шт.;
 2. Пластина металлическая - 2 шт.;
 3. Втулки- 2 шт.;
 4. Гайки - 2 шт.;
 5. Шайба - 2 шт.;
 6. Штифт стопорный - 2 шт.;
 6. Стыковочные болты - 2 шт.;
 7. Гайки стыковочных болтов- 2 шт.;
 5. Винты - 4 шт.

Лонжерон

Основной силовой элемент лопасти D-образного поперечного сечения, воспринимающий значительную часть всех массовых и инерционных нагрузок, действующих на лопасть. Лонжерон является связующим звеном для всех элементов лопасти. Лонжерон изготавливается из стеклопластика, органопластика, углепластика или гибридного ПКМ методами спиральной

намотки препрега в виде ленты или выкладкой раскроек тканевых препрегов. Использование препрегов существенно упрощает технологию изготовления лопасти. Комлевая часть лонжерона усилена комбинированными пакетами, состоящими из титановой фольги и стеклоткани с направлением основы вдоль оси лопасти. Комбинированные пакеты усиления равномерно распределены между слоями спиральной намотки.

Хвостовой отсек лопасти

Образует заднюю часть аэродинамической поверхности профиля. Выполнен в виде профилированной сотовой трехслойной панели и воспринимает часть силовой нагрузки (частично $M_{изг}$ и перерезывающую силу от аэродинамической нагрузки), передавая их на лонжерон. Хвостовые отсеки лопасти состоят из заполнителя (полимеросотопласта), приклеенных к нему силовых обшивок из стеклопластика или органопластика, нервюр из прессованного органопластика и стрингера из пеноматериала, облицованного стеклотканью.

Стыковочный узел лопасти

Предназначен для крепления лопасти и передачи нагрузок с лопасти на втулку. Этот стык является разборным, то есть эксплуатационным. На лопасти применен двухболтовой стыковочный узел с вертикальным расположением болтов. Он образован непосредственно из материала лонжерона с дополнительным усилением слоями кордонной ткани и титановой фольги, где установлены стыковочные шайбы и втулки.

Триммер лопасти

Служит для устранения несоконусности вращения лопастей НВ. Устранение несоконусности осуществляется путем отгибания триммера в процессе наземных испытаний, которые проводят с датчиками, установленными на каждой лопасти.

Груз балансировочный

Служит для балансировки вращения лопастей НВ.

Обтекатель концевой

Служит для обеспечения минимизации аэродинамического сопротивления законцовки лопасти.

Противофлаттерный груз

Служит для отстройки от изгибно-крутильного флаттера лопасти в диапазоне эксплуатационных скоростей вертолета.

Противоабразивная накладка

Служит для защиты от истирания лонжерона лопасти НВ от песка, пыли при работе винта у земли.

Элементы ПОС лопасти

Служат для борьбы с обледенением лопасти НВ при полете вертолета.

Определение внешних нагрузок на агрегат

1) Схема нагружения лонжерона лопасти НВ

В полете лонжерон лопасти испытывает растяжение, изгиб в 2-х плоскостях и кручение. Самой большой по величине нагрузкой на лопасть является центробежная сила $\Delta R_{цб}$ (рис. 7.21). Центробежная сила вызывает деформации растяжения в лонжероне и как следствие этого в сечении действуют нормальные напряжения вдоль продольной оси лопасти. Поскольку скорость вращения несущего винта мало меняется во времени, центробежную силу считают величиной постоянной во времени и относят к виду статической нагрузки. Помимо центробежной силы на лонжерон НВ действуют переменные во времени циклические нагрузки с периодом колебаний кратным одному обороту НВ. В плоскости тяги действует аэродинамическая сила тяги ΔT и вследствие угловых колебаний лопасти инерционная сила ΔJ_B . В плоскости вращения действуют сила сопротивления лопасти ΔQ и инерционная кориолисова сила ΔJ_k . Все эти силы переменные по длине лопасти и по времени [23].

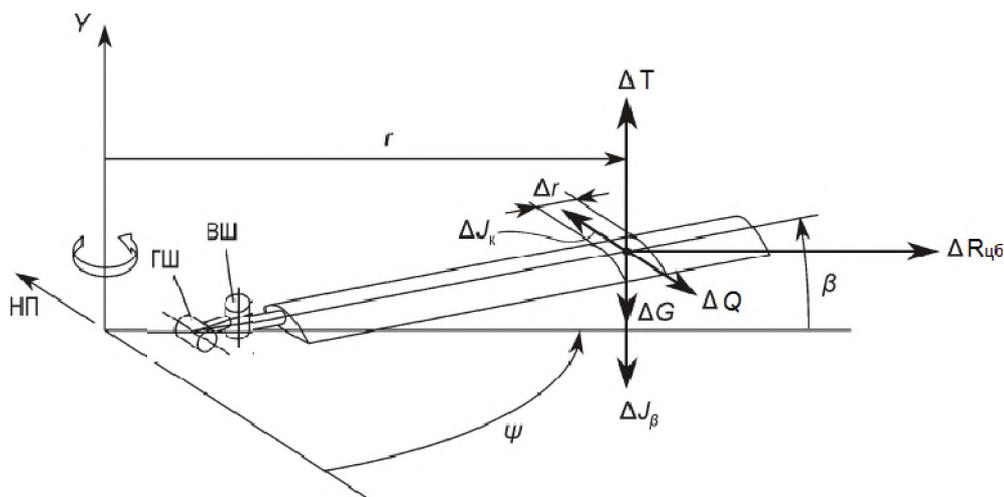


Рис.7.21 Силы, действующие на элемент лопасти НВ: $\Delta R_{цб}$ - центробежная сила; ΔG - сила тяжести; ΔY - подъемная сила; ΔT - сила профильного сопротивления; ΔJ_{β} - сила инерции, вызываемая маховым движением лопасти; ΔJ_k - кориолисова сила в плоскости вращения.

Помимо сил на лонжерон относительно ее продольной оси действуют переменные моменты (рис. 7.22). Один из этих моментов – шарнирный $M_{ш}$. Второй – момент инерции $M_{ин}$ является следствием угловых колебаний лопасти относительно осевого шарнира втулки несущего винта. Действие этих моментов вызывает кручение лопасти НВ вертолета.

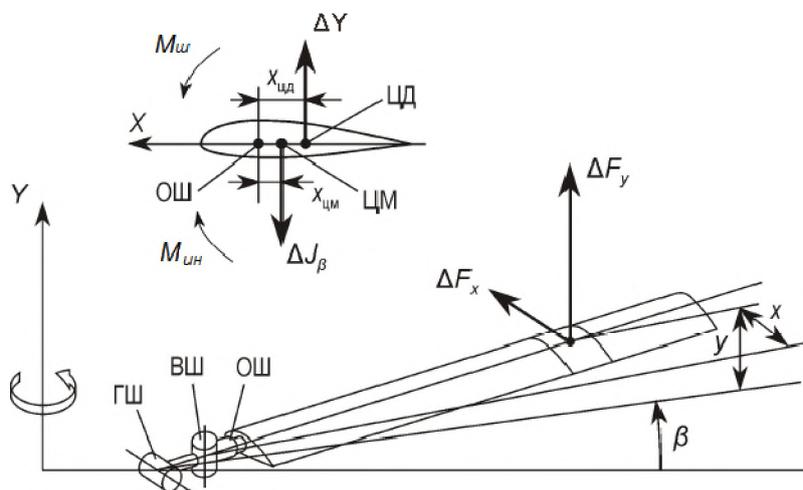


Рис.7.22 Возникновение шарнирного момента лопасти НВ.

Схема нагружения хвостового отсека лопасти

Обшивка хвостового отсека лопасти воспринимает аэродинамическую нагрузку, действующую на профиль. Эта нагрузка вызывает появление в обшивке нормальных напряжений. Кроме того, в зависимости от

конструкции крепления обшивки к лонжерону, в ней могут возникнуть дополнительные нормальные и касательные напряжения, которые также необходимо учесть при выборе толщины обшивки. Так как аэродинамическая нагрузка переменная по длине лопасти и по времени, то создаваемые ею перерезывающая сила Q и момент M стремятся изогнуть хвостовой отсек, вверх или вниз (рис. 7.23).

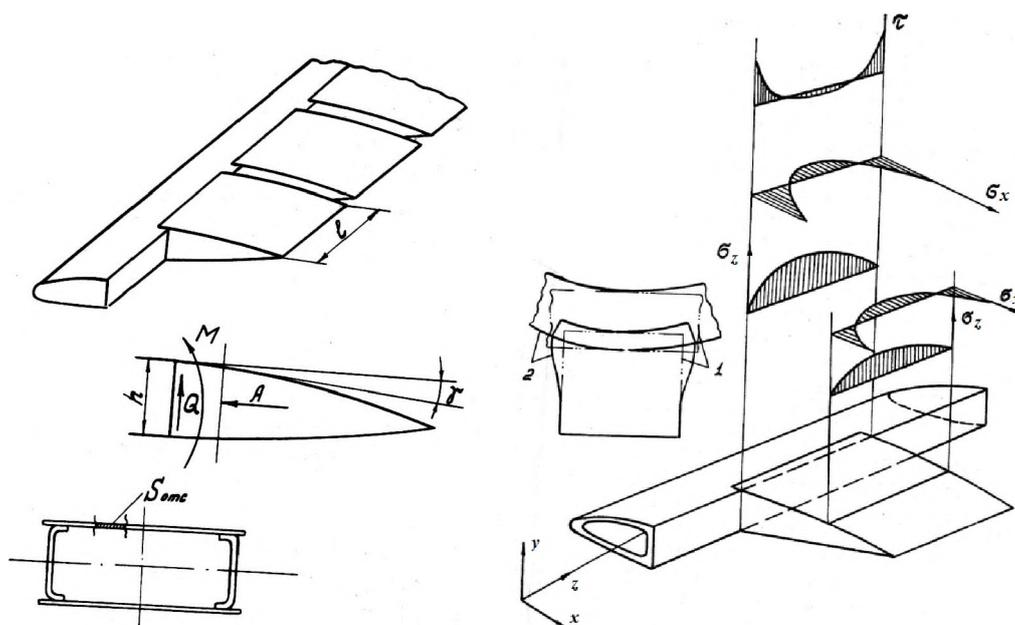


Рис.7.23 Схема нагружения хвостового отсека лопасти НВ и распределение напряжений в обшивке и в клеевом слое, вызванных изгибом лонжерона в плоскости вращения [32]: 1- лонжерон и обшивка до деформации; 2- лонжерон и обшивка после деформации.

При этом от момента в обшивке возникают нормальные напряжения, а от перерезывающей силы в обшивке и нервюре – касательные напряжения. Лонжерон лопасти, изгибаясь в плоскости вращения, стремится увести за собой отсек.

При этом в обшивке возникают дополнительные напряжения. При изгибе лонжерона внешним по радиусу концом вперед (по вращению) в средней по радиусу части отсека в площадках, перпендикулярных к хорде, и параллельных ей, возникают сжимающие нормальные напряжения, а по концам отсека - растягивающие. При изгибе лопасти в плоскости взмаха в обшивке также возникают напряжения.

Критическими случаями нагружения лопасти НВ по НЛГВ-2 являются:

1) Полет вертолета на режиме висения;

В этом случае производится статический расчёт лопасти и определяются напряжения, действующие от центробежной силы. Рассчитывается комлевая часть со стыковочными узлами на прочность.

2) Стоянка вертолета;

В этом случае определяем напряжения, действующие в лопасти на стоянке от сил собственного веса.

3) Режим горизонтального полёта с максимальной скоростью;

В этом случае рассчитываем на прочность клеевые стыки: лонжерон - сотовый наполнитель, лонжерон - обшивка хвостовой панели.

Выбор параметров и расчет на прочность лопасти НВ

Процесс проектирования лопастей НВ из ПКМ включает:

- выбор конструктивной схемы и материала лопасти;
- определение потребных сечений элементов лопасти по требованиям статической и усталостной прочности;
- корректировка массовых характеристик лопасти;
- отстройка лопасти от резонанса на рабочих частотах вращения;
- обеспечение запасов аэроупругой устойчивости лопасти;
- конструирование комлевых стыковочных узлов лопасти и расчет клеевых соединений лопасти.

Спроектированная лопасть должна удовлетворять следующим требованиям:

1. Статический свес лопасти $[y]$ на стоянке (конец лопасти не должен задевать за хвостовую балку) должен быть: $[y] < 0,1 r$, r – радиус лопасти НВ;

2. Обеспечение требований статической прочности:

а) напряжения, действующие в лонжероне от центробежных сил, не должны превышать допустимые напряжения: $\sigma_R < [\sigma_R] = 60 \text{ МПа}$;

б) напряжения, действующие в лонжероне на стоянке от сил собственной массы лопасти, не должны превышать доп. напряжения: $\sigma_y < [\sigma_y] = 70 \text{ МПа}$;

3. Необходимый запас по потере устойчивости типа флаттер: $X_{\varepsilon\phi} = 0,24b$;
4. Обеспечение ограничения по собственным частотам колебаний.

Для лопасти вертолета такое ограничение достаточно сложное из-за того, что скорость набегающего потока по длине лопасти переменна и таких резонансных частот будет довольно много в диапазоне эксплуатации вертолета.

Гораздо проще это ограничение будет реализовываться для лопастей ветряков, так как для них оно имеет одно верхнее значение ω_{max} . В этом случае ограничение примет вид [35]:

$$\omega = \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{E_z J_x}{\rho F}} \leq \omega_{max}, \quad \text{где: } L - \text{длина лопасти.}$$

Выбор конструктивно-силовой схемы лопасти НВ

Лонжерон и хвостовой отсек крепятся друг к другу при помощи клеевого соединения. Сосредоточенные силы воспринимают: узел крепления лопасти (реакции от центробежной и аэродинамических сил). Они затем передаются на рукав втулки НВ вертолета.

Лонжерон лопасти изготавливается в виде профилированной слоистой оболочки вращения с переменным по размаху сечением. При изгибе лонжерона слои испытывают попеременное растяжение– сжатие, поэтому возможна местная потеря устойчивости тонкой стенки лонжерона в опасном сечении, и за разрушающие принимаются критические напряжения потери устойчивости.

Хвостовой отсек лопасти проектируется в виде профилированной трехслойной панели с сотовым наполнителем. При изгибе отсека верхние и нижние слои испытывают растяжение– сжатие, поэтому возможна местная потеря устойчивости тонкой обшивки отсека в опасном сечении, и за разрушающие принимаются критические напряжения потери устойчивости.

Сечения элементов узла крепления лопасти подбирают по разрушающим напряжениям, причем запас прочности должен быть не менее единицы.

Выбор проектируемых параметров

В качестве проектируемых параметров следует принять:

а) Геометрические параметры сечения лопасти (см. рис. 7.24)

Таблица 7.18

№ п/п	Параметр	Условное обозначение
1.	Высота лонжерона, мм	h
2.	Средняя высота сот, мм	$h_{ср.сот}$
3.	Ширина лонжерона, мм	$b_{лон}$
4.	Ширина хвостового отсека, мм	$b_{хв.отс.}$
5.	Площадь сечения лонжерона, мм ²	$F_{лон}$
6.	Площадь сечения хвостового отсека, мм ²	$F_{хв.отс.}$
7.	Площадь сотового блока, мм ²	$F_{сот}$
8.	Толщина слоев лонжерона в регулярной зоне, мм	h_a
9.	Толщина слоев лонжерона в зоне установки хвостового отсека, мм	h_b
10.	Координаты центра тяжести сечения лонжерона, мм	$x_{цт}^{лон}, y_{цт}^{лон}$
11.	Координаты центра тяжести сечения силовых обшивок, мм	$x_{цт}^{сил.обш.}, y_{цт}^{сил.обш.}$
12.	Координаты центра тяжести сечения сот, мм	$x_{цт}^{сот}, y_{цт}^{сот}$
13.	Координаты центра тяжести противофлаттерного груза, мм	$x_{цт}^{прф.гр.}, y_{цт}^{прф.гр.}$
14.	Момент инерции сечения лонжерона, мм ³	J_x
15.	Площадь занимаемая лонжероном, мм ²	ω

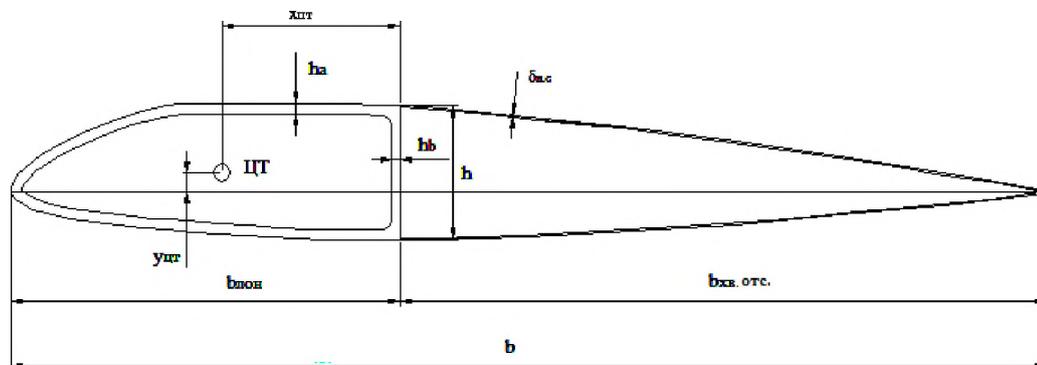


Рис. 7.24 Геометрические параметры сечения лопасти НВ.

б) Массовые параметры элементов композитной лопасти Таблица 7.19

№ п/п	Параметр	Условное обозначение
1.	Масса лонжерона лопасти, кг	$m_{лон}$
2.	Масса сотового заполнителя, кг	$m_{сот}$
3.	Масса несущих обшивок хвостового отсека, кг	$m_{нес.обш.}$
4.	Масса хвостового отсека, кг	$m_{хв.отс.}$

Выбор материала

Исходя из условий работы несущего винта, в качестве главных при выборе материала частей лопасти из ПКМ выдвигаются следующие требования [38]:

- усталостная прочность, которая проявляется в трещиностойкости и слабой чувствительности к концентраторам напряжений;
- неизменность механических свойств материала деталей и их соединений от времени и внешних условий эксплуатации;
- технологические и экономические требования.

Для лонжерона выбираем высокопрочный стеклопластик СК-2561 с прочностью при растяжении $[\sigma_1^+] = 1500 \text{ МПа}$, предельными напряжениями среза: $[\tau_{ср}] = 48 \text{ МПа}$ и смятия: $[\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$, модуль упругости материала $E = 55 \text{ ГПа}$, коэффициент Пуассона $\mu_{12} = 0,26$, плотность - $\rho = 2500 \text{ кг/м}^3$, может эксплуатироваться при температурах до 100°C .

Для обшивки хвостового отсека выбираем органотекстолит Органит-7ТЛ с прочностью при сжатии $[\sigma_1^-] = 654 \text{ МПа}$ и который имеет модуль упругости $E = 35 \text{ ГПа}$, коэффициент Пуассона $\mu_{12} = 0,35$, плотность $\rho = 1450 \text{ кг/м}^3$.

Для сотового заполнителя выбираем бумагу NOMEX T410 с толщиной 0,05мм. Бумага NOMEX T410 широко используется в трехслойных сотовых конструкциях, так же она может работать при температурах до 220°C . Модуль упругости $E = 3,6 \text{ ГПа}$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,13$, плотность $\rho = 670 \text{ кг/м}^3$.

Для клеевого стыка хвостового отсека выбираем клей холодного отверждения ПУ-2 для склейки в месте склеивания обшивки с лонжероном и в месте склейки сотового заполнителя с лонжероном, клей обладает способностью вспениваться, увеличиваясь в объеме, при этом заполняет зазоры в пределах 0,1 – 3 мм. При толщине клеевого шва $\delta_{\kappa} = 0,35 \text{ мм}$ имеет прочность на сдвиг $[\tau]_{\text{сдвига}} = 18 \text{ МПа}$, модуль сдвига $G = 42 \text{ МПа}$.

Для болтов выбираем сталь 45Г. Основным преимуществом данной стали является прокаливаемость на большие толщины. Прочность на срез составляет $[\tau_{\text{ср}}] = 370 \text{ МПа}$.

Расчет лонжерона лопасти

Основными ограничениями, накладываемыми на конструкцию композитного лонжерона при проектировании, будут прочность от растягивающих центробежных сил и крутильная жесткость или предельный угол закручивания концевой сечения $\theta_{\text{пр}}$ [21].

Расчет лонжерона лопасти производим в следующей последовательности:

1. Строим в пакете *AutoCAD* характерные теоретические сечения;
2. Находим площади элементов сечения $F_{\text{лонж}}$, $F_{\text{хв.отс}}$, $F_{\text{сот}}$ и координаты их центров масс $X_{\text{лонж}}$, $X_{\text{хв.отс}}$, $X_{\text{сот}}$. в пакете *AutoCAD*. Определить ориентировочное положение противофлаттерного груза и внести его координату $X_{\text{груз}}$ в таблицу 5;
3. Вычисляем погонные массы [23] элементов сечения $\Delta G_{i \text{ лонж}}$, $\Delta G_{i \text{ хв.отс}}$, $\Delta G_{i \text{ сот}}$ участков лопасти и определяем массу противофлаттерного груза:

$$\Delta G_{i_{\text{зп}}} = \frac{\sum \Delta G_i X_i}{X_{\text{зп}}};$$

3. Определяем массу участка лопасти: $\Delta G_{i \text{ лон}} = 1,1 \sum \Delta G_i$;

Здесь коэффициент 1,1 по рекомендациям [23] учитывает увеличение на 10% массы участка лопасти от неучтенных элементов конструкции: обшивки, носка, клея, хвостового стрингера, элементов противообледенительной и

противоабразивной защиты, межотсечного вкладыша и других. Результаты расчетов заносим в таблицу 7.20.

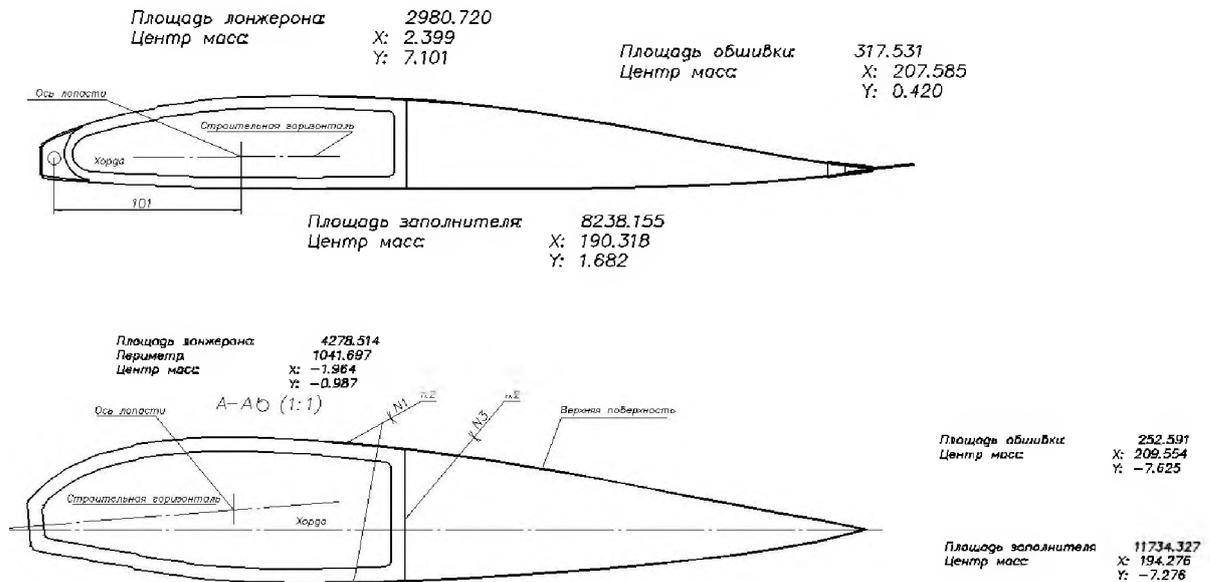


Рис. 7.25 Определение площадей сечений элементов лопасти в пакете *AutoCAD*.

5. Определяем нарастание массы на последующих сечениях: $\Delta G_i = \Sigma \Delta G_{i_{лон}}$;

6. Находим радиусы центров масс участков лопасти: $r_{cp i} = (r_i + r_{i+1})/2$;

7. Определяем окружную ω и линейные скорости ωr в сечениях лопасти:

$$\omega = \omega r / r, \quad \omega r = \omega r \bar{r}, \quad \bar{r} = r_i / r;$$

8. Вычисляем центробежные силы от каждого участка лопасти:

$$\Delta R_i = \Delta G_i \omega^2 r_{cp i};$$

9. Находим нарастание центробежной силы на последующих сечениях:

$$R_{цб i} = \sum_{j=1}^n \Delta R_j,$$

где: n – количество участков лопасти.

10. Вычисляем действующие напряжения в сечениях лонжерона от центробежной силы:

$$\sigma_{Ri} = R_{цб i} / F_{лонж i};$$

где: $F_{лонж}$ – площадь сечения лонжерона; G – погонная масса лопасти.

Определение нормальных напряжений изгиба в лонжероне, действующих в лопасти на стоянке от сил собственного веса:

$$\sigma_{zi} = \frac{M_i}{W_i} ,$$

где: M_i – изгибающий момент, действующий в i -м сечении лопасти от сил собственного веса. В принятой модели:

$$M_i = \sum_i G_{cp}^i \cdot \Delta r_i , \quad G_{cp}^i = (\Delta G_i + \Delta G_{i+1})/2$$

где: Δr_i – длина i -го участка лопасти.

Момент сопротивления лонжерона изгибу: $W_i = \frac{J_x^i}{y_{\max}}$,

где: J_x^i – момент инерции i -го сечения относительно оси главной центральной оси x . Прогиб лопасти от собственного веса на стоянке вычисляется интегрированием дифференциального уравнения упругой линии:

$$y^{(4)} = \frac{q}{EJ} ,$$

где: q – погонная нагрузка на лопасть, EJ – изгибная жесткость лопасти.

В принятой модели прогиб в i -м сечении вычисляется по формуле:

$$\Delta y_i = \varphi_{cp}^i \cdot \Delta r_i , \quad \varphi_{cp}^i = (\Delta \varphi_i + \Delta \varphi_{i+1})/2 ,$$

$$\varphi_i = \sum_i \Delta \varphi_i = \sum_i \left(\frac{M}{EJ} \right)_{cp} \cdot \Delta r$$

где: φ_i – углы поворота текущего сечения лопасти.

Отсюда суммарный прогиб лопасти составляет: $y = \sum_i \Delta y_i$.

Полученные результаты расчета заносим в таблицу 7.21:

Определение напряжений, действующих в сечении лопасти

Таблица 7.20

$\Pi, \text{М}$	1,310	2,040	2,840	3,640	4,440	5,240	6,040	6,840	7,640	8,040
$\Delta r = r_{i+1} - r_i, \text{М}$	0,730	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,400	0,000
$\delta_{\text{лонж}}, \text{М}$	0,008	0,008	0,008	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007
$P_{\text{лонж}} (\text{периметр}), \text{М}$	0,521	0,521	0,521	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519
$F_{\text{лонж}}, \text{М}^2$	0,00428	0,00428	0,00428	0,00298	0,00298	0,00298	0,00298	0,00298	0,00298	0,00298
$X_{\text{цт.лон.}}$	0,00000	0,00000	0,00000	0,00240	0,00240	0,00240	0,00240	0,00240	0,00240	0,00240
$Y_{\text{лон}}, \text{М}$	0,01242	0,01242	0,01242	0,00710	0,00710	0,00710	0,00710	0,00710	0,00710	0,00710
$F_{\text{хв.отс.}}, \text{М}^2$	0,00025	0,00025	0,00025	0,00032	0,00032	0,00032	0,00032	0,00032	0,00032	0,00032
$X_{\text{хв.отс.}}, \text{М}$	0,20900	0,20900	0,20900	0,20700	0,20700	0,20700	0,20700	0,20700	0,20700	0,20700
$F_{\text{сот.}}, \text{М}^2$	0,01173	0,01173	0,01173	0,00824	0,00824	0,00824	0,00824	0,00824	0,00824	0,00824
$X_{\text{сот.}}, \text{М}$	0,19400	0,19400	0,19400	0,19000	0,19000	0,19000	0,19000	0,19000	0,19000	0,19000
$X_{\text{груз.}}, \text{М}$	0,00000	0,00000	0,00000	0,10100	0,10100	0,10100	0,10100	0,10100	0,10100	0,10100
$\Delta G_{\text{лонж}} = F_{\text{лонж}} \cdot \Delta r^* \cdot \rho_{\text{стекл.}}, \text{кг}$	7,807	8,556	8,556	5,960	5,960	5,960	5,960	5,960	2,980	0,000
$\Delta G_{\text{хв.отс.}} = F_{\text{хв.отс.}} \cdot \Delta r^* \cdot \rho_{\text{стекл.}}, \text{кг}$	0,267	0,292	0,292	0,368	0,368	0,368	0,368	0,368	0,184	0,000
$\Delta G_{\text{сот.}} = F_{\text{сот.}} \cdot \Delta r^* \cdot \rho_{\text{стекл.}}, \text{кг}$	0,179	0,196	0,196	0,138	0,138	0,138	0,138	0,138	0,069	0,000
$\Delta G_{\text{груз.}} = \Sigma(\Delta G_{\text{г.}} \cdot X) / X_{\text{груз.}}, \text{кг}$	0,000	0,000	0,000	1,154	1,154	1,154	1,154	1,154	0,577	0,000
$\Delta G_{\text{лон.}} = \Sigma \Delta G_{\text{г.}} \cdot 1,25, \text{кг}$	9,491	10,401	10,401	8,382	8,382	8,382	8,382	8,382	4,191	5,000
$G_{\text{лон.}} = \Sigma \Delta G_{\text{г.}}, \text{кг}$	81,394	71,903	61,501	51,100	42,718	34,336	25,955	17,573	9,191	5,000
$r_{\text{ср}} = (r_{\text{г.}} + r_{\text{г.+1}}) / 2, \text{М}$	0,765	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,600	0,000	0,000
$\omega r, \text{М/с}$	30,465	47,442	66,047	84,651	103,256	121,860	140,465	159,070	177,674	186,977
$\omega, \text{рад/с}$	23,256	23,256	23,256	23,256	23,256	23,256	23,256	23,256	23,256	23,256
$\Delta R_{\text{ц.б.}} = \Delta G_{\text{лон.}} \cdot \omega^2 \cdot r_{\text{ср.}}, \text{Н}$	6724,4	11475,7	15975,9	16500,8	20127,3	23753,8	27380,4	31006,9	17316,7	21741,5
$R_{\text{ц.б.}} = \Sigma \Delta R_{\text{г.}} \cdot H$	190921,8	184197,4	172721,7	156745,8	140245,0	120117,7	96363,9	68983,5	37976,6	21741,5
$\sigma_{\text{ср.}} = R_{\text{ц.б.}} / F_{\text{лон.}}, \text{Н/М}^2$	44628742	43056891	40374406	52599254	47062085	40307956	32336867	23148818	12743809	7295799
$\sigma_{\text{Р}}, \text{МПа}$	44,629	43,057	40,374	52,599	47,062	40,308	32,337	23,149	12,744	7,296

Определение напряжений, действующих в лопасти на стоянке от сил собственного веса

Таблица 7.21

$\Delta G_{\text{ср.}} = (G_{\text{г.}} + G_{\text{г.+1}}) / 2, \text{кг}$	8,240	7,639	6,901	6,163	5,794	5,741	5,741	2,870	2,870	0
$\Delta M_{\text{г.}} = G_{\text{ср.}} \Delta r_{\text{г.}}, \text{Н} \cdot \text{М}$	64,602	59,890	54,108	48,320	45,427	45,013	45,013	22,506	22,506	0
$M = \Sigma G_{\text{ср.}} \Delta R_{\text{г.}}, \text{Н} \cdot \text{М}$	1532,361	1147,478	827,197	566,807	360,525	180,140	90,027	22,506	22,506	0
$I_{\text{х.}}, \text{М}^4$	2,4548E-06	1,8601E-06	1,3272E-06	6,0646E-07	6,0646E-07	6,0646E-07	6,0646E-07	6,0646E-07	6,0646E-07	6,0646E-07
$Y_{\text{max.}}, \text{М}$	0,043	0,038	0,034	0,027	0,027	0,027	0,027	0,0276	0,0276	0,0276
$W_{\text{х.}} = I_{\text{х.}} / Y_{\text{max.}}, \text{М}^3$	5,5913E-05	4,7769E-05	3,8584E-05	2,1915E-05	2,1914E-05	2,1915E-05	2,19148E-05	2,1914E-05	2,1914E-05	2,19148E-05
$\sigma_{\text{в.}} = M / W, \text{Н} \cdot \text{М}^2$	27405893	24021205	21438694	25864135	16451217	8220031	4108089	1027022	1027022	0
$\sigma_{\text{в.}}, \text{МПа}$	27,405	24,021	21,438	25,864	16,451	8,220	4,108	1,027	1,027	0
$EI, \text{Н} \cdot \text{М}^2$	117831	89286	63707	29110	29110	29110	29110	29110	29110	29110
$M / (EI), 1/\text{М}$	0,0130	0,0128	0,0129	0,0194	0,0123	0,0061	0,0030	0,0007	0,0007	0
$M / (EI)_{\text{ср.}}, 1/\text{М}$	0,0129	0,0129	0,0162	0,0159	0,0092	0,0046	0,0019	0,0003	0,0003	0
$\Delta \varphi_{\text{г.}} = (M / (EI)) \Delta R, \text{рад}$	0,0103	0,0103	0,0129	0,0127	0,0074	0,0037	0,0015	0,0003	0,0003	0
$\varphi = \Sigma \Delta \varphi_{\text{г.}}, \text{рад}$	0,01034	0,0206	0,0336	0,0464	0,0538	0,0575	0,0590	0,0593	0,0593	0,0593
$\varphi_{\text{ср.}}, \text{рад}$	0,0155	0,0271	0,0400	0,0501	0,0556	0,0583	0,0592	0,0593	0,0593	0,0296
$\Delta y = \varphi_{\text{ср.}} \Delta R, \text{М}$	0,0124	0,0217	0,0320	0,0400	0,0445	0,0466	0,0473	0,0475	0,0475	0
$y = \Sigma \Delta y, \text{М}$	0,012	0,034	0,066	0,106	0,150	0,197	0,244	0,292	0,292	0,292

Выводы: даже если предел прочности стеклопластика $[\sigma_1^+] = 1500 \text{ МПа}$, напряжения не должны превышать значения $\sigma = 60 \text{ МПа}$ из-за необходимости обеспечения ресурса работы лопасти. Максимальное напряжение на лонжероне

$\sigma_R = 52,599$ МПа, следовательно, запас прочности равен $\eta = 1,1407$. Максимальный прогиб лопасти от собственного свеса составляет 0,292 м, что значительно меньше $0,1r = 0,86$ м.

Расчет хвостового отсека

Расчет хвостового отсека лопасти НВ производим в следующей последовательности:

1. Определяем расчетную распределенную нагрузку p на хвостовой отсек для характерного сечения лопасти при $C_{y0,7} = 1,51521$, $V_{пол} = V_{max}$, $V_{пол} = 300$ км/ч = 83 м/с, $L = 7,79$ м – длина лопасти, $l = 2$ м – длина хвостового отсека.

Аэродинамическая сила лопасти на участке в пределах хвостового отсека:

$$P_{aep} = f \cdot C_{y0,7} \rho \frac{V^2}{2} b \Delta r$$

где: $f = 1,5$ – коэффициент безопасности, $C_{y0,7}$ – коэффициент подъемной силы для характерного сечения лопасти, $\rho = 1,226$ кг/м³ – плотность воздуха, V – скорость обтекания на характерном сечении лопасти $r_{0,7} + r_{em}$, $b = 0,495$ м, $\Delta r = l = 2$ м (см. рис. 7.23).

$$V = V_{пол} + \omega(r_{0,7} + r_{em}) = 83 + 23,256(5,453 + 0,82) = 228,98 \text{ м/с}$$

где: $V_{пол}$ – скорость полета вертолёта, $r_{0,7} = 0,7L$ – радиус характерного сечения лопасти. L – длина лопасти, ω – скорость вращения винта, $r_{вт}$ – расстояние от центра винта до комлевого края лопасти.

$$\omega r = 200 \text{ м/с}, r = 8,6 \text{ м} \text{ – радиус винта, откуда } \omega = 23,256 \text{ рад/с},$$

$$r_{0,7} = 0,7 \cdot 7,79 = 5,453 \text{ м}, r_{em} = 0,81 \text{ м}.$$

$$\text{Отсюда: } P_{aep} = 1,5 \cdot 1,51521 \cdot 1,226 \frac{228,98^2}{2} \cdot 0,495 \cdot 2,0 = 72319,46 \text{ Н}.$$

Распределение нагрузки по хорде считается для нормального обтекания:

$$1,5h \cdot 0,1b + 0,5(b - 0,1b)h = P_{aep},$$

$$1,5h \cdot 0,1 \cdot 0,495 + 0,5(0,495 - 0,1 \cdot 0,495)h = 72319,46 ,$$

$$0,07425 h + 0,22275 h = 72319,46 \quad \text{отсюда: } h = 243499,9 .$$

Из подобия треугольников находим при $b_{xв.отс} = 0,266 \text{ м}$:

$$h_{xв} = h \frac{b_{xв.отс}}{b} = 243499,9 \cdot \frac{0,266}{0,495} = 130850,4$$

При таком распределении нагрузки получаем:

$$P_{xв.отс} = 0,5 h_{xв} b_{xв.отс} = 0,5 \cdot 130850,4 \cdot 0,266 = 17403,11 \text{ Н} .$$

Расчетную распределенную нагрузку принимаем следующую:

$$p = \frac{P_{xв.отс}}{b_{xв.отс}} = \frac{17403,11}{0,266} = 65425,21 \text{ Н / м} ;$$

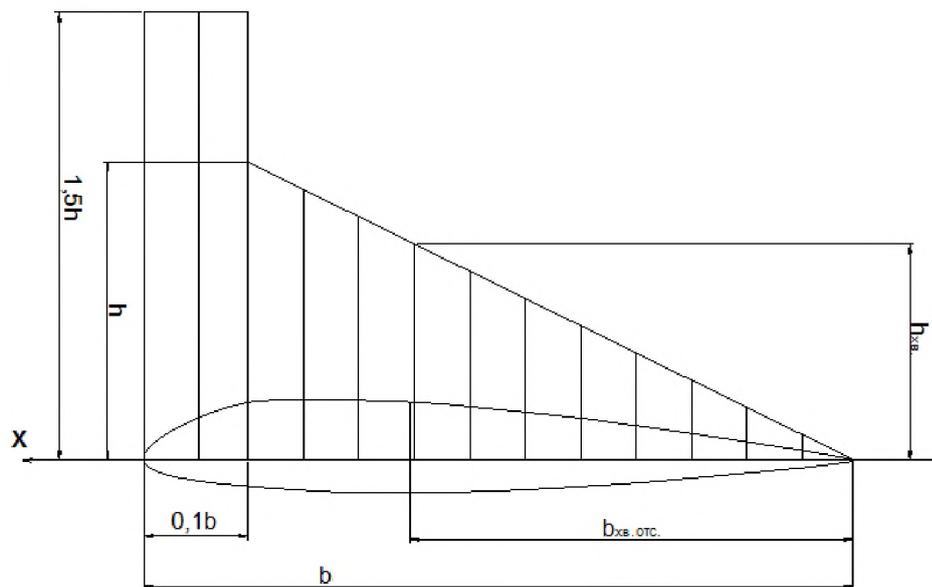


Рис. 7.26 Распределение нагрузки по хорде лопасти при нормальном обтекании.

2. В первом приближении выбираем толщину обшивки $\delta_{обш}$;
3. Определяем напряжения $\sigma_{обш}$ в обшивках, возникающие при действии расчетной нагрузки p :

$$\sigma_{обш} = \frac{p}{2\delta_{обш}} ;$$

4. Определяем критические напряжения $\sigma_{кр. обш}$ общей потери устойчивости обшивки и сравниваем со значением $\sigma_{обш}$:

$$\sigma_{кр. обш} = \frac{\pi^2 D \cdot m_t}{l^2 2\delta_{обш}},$$

где: l – длина хвостового отсека лопасти, D – жесткость сотовой конструкции на изгиб, m_t – коэффициент опирания конструкции.

$$D = 2D_0 + 2B_0 \left(\frac{h_3}{2} \right)^2, \quad D_0 = \frac{E \delta_{обш}^3}{12(1 - \mu^2)}, \quad B_0 = \frac{E \cdot \delta_{обш}}{(1 - \mu^2)},$$

где: h_3 – высота заполнителя, μ - коэффициент Пуассона материала обшивки.

$$m_t = \frac{1}{1 + 4k}, \quad k = \frac{\pi^2 B_0 h}{G_{xy} l} \quad \text{где: } k \text{ – параметр сдвига,}$$

G_{xy} – модуль сдвига заполнителя в направлении наибольшей жесткости.

$$G_{xy} = 0,878 \frac{\delta_{яч}}{r_{яч}} G_m$$

где: $r_{яч}$ - Размер грани шестигранной ячейки, $\delta_{яч}$ – толщина грани ячейки сот, G_m – модуль сдвига материала сот.

$$G_m = \frac{E_m}{2(1 + \mu)},$$

где: μ - здесь коэффициент Пуассона для материала заполнителя.

Сравниваются значения нормальных напряжений в конструкции возникающих от расчетной нагрузки p , и критических напряжений общей

потери устойчивости. Должно выполняться условие: $\frac{\sigma_{кр. обш}}{\sigma_{обш}} > 1$.

5. Определяем усилия сдвига Q и $\tau_{зан}$ напряжения сдвига в заполнителе:

$$Q = 1,3 \cdot 10^{-3} \frac{r_{яч}}{h} p, \quad \tau_{зан} = \frac{Q}{\delta_{яч}};$$

6. Определяем напряжения $\tau_{кр.м.}$ местной потери устойчивости заполнителя и сравниваем со значение $\tau_{зан}$ значения напряжений сдвига и критических напряжений сдвига в заполнителе:

$$\tau_{кр.м} = \frac{6E}{(r_{яч}/\delta_{яч})^2}, \text{ должно выполняться условие: } \frac{\tau_{кр.обш}}{\tau_{обш}} > 1;$$

7. Определяем усилия Q_T и касательные напряжения τ_T в обшивках:

$$\tau_T = \frac{Q_T}{2\delta_{обш}}, \quad Q_T = \frac{\pi^2 D}{l^2} m_\rho$$

где: m_ρ – коэффициент, зависящий от параметра сдвига k [23];

8. Определяем критические напряжения $\tau_{кр.обш}$ местной потери устойчивости обшивки от касательной нагрузки и сравниваем с τ_T :

$$\tau_{кр.обш} = \frac{8E}{\left(\frac{r_{яч}\sqrt{3}}{\delta_{обш}}\right)^2}, \text{ проверяется выполнение условия: } \frac{\tau_{кр.обш}}{\tau_T} > 1;$$

Результаты расчета для характерного сечения лопасти при $h=51$ мм в последнем приближении заносим в таблицу 7.22.

Таблица 7.22

$\delta_{обш}, м$	0,0005	$G_{xz}, МПа$	27,971681
$r_{яч}, м$	0,0025	k	1,417
$l, м$	0,253	m_t	0,5998
$\delta_{яч}, м$	0,00005	$\sigma_{кр.обш}, МПа$	2396,56
$p, Н/м$	65425,21	$\eta = \sigma_{кр.обш}/\sigma_{обш}, МПа$	36,63
$E_{зан}, ГПа$	3,6	$Q, Н$	4,1692
$\mu_{зан}$	0,13	$\tau_{зан}, МПа$	0,083385
$E_{обш}, ГПа$	35	$\tau_{кр.м}, МПа$	8,64
$\mu_{обш}$	0,35	$\eta = \tau_{кр.м}/\tau_{зан}$	103,61
$\sigma_{обш}, МПа$	65,425210	m_ρ	0,5
$D_o, Нм$	0,415479	$Q_T, Н/м$	1997576,64
$B_o, Н/м$	19943019,94	$\tau_T, МПа$	1997,57
$D, Нм$	25936,7284	$\tau_{кр.обш}, МПа$	3733,33
$G_m, ГПа$	1,592920	$\eta = \tau_{кр.обш}/\tau_T, МПа$	1,86

Вывод: прочность хвостового отсека лопасти соблюдается.

Расчет клевого соединения хвостового отсека с лонжероном

По величинам напряжений от аэродинамических нагрузок и напряжений от деформаций лонжерона в плоскости вращения можно найти касательные напряжения, возникающие в клеевом слое, служащем для приклейки отсека к лонжерону. Расчет клевого соединения начинается с расчета нагрузок, приходящих на хвостовой отсек в расчетном сечении 1-1, смотри рис. 7.27.

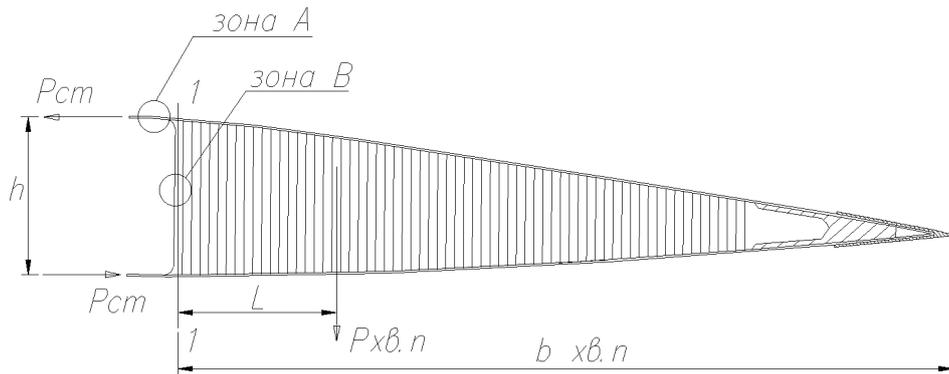


Рис. 7.27 Схема нагружения и расчетные параметры хвостового отсека.

При соединении лонжерона с хвостовым отсеком имеем 2 вида клевого соединения: 1) В нахлестку – при соединении обшивки хвостового отсека с лонжероном (зона А); 2) В стык – при соединении сотового блока с лонжероном (зона В).

Расчет клевого соединения обшивки хвостового отсека с лонжероном производится в следующей последовательности:

1. Определяем изгибающий момент в расчетном сечении 1-1:

$$M_{1-1} = P_{хв.п.} \cdot l = 17403,11 \cdot 0,753 = 13111,034 \text{ Нм},$$

где: $l = \frac{1}{3} b_{хв.п.} = \frac{1}{3} 0,266 = 0,0887 \text{ м};$

2. Определяем кориолисову силу:

$$m_{хв.отс} = l(\rho_{сot} F_{сot} + \rho_{обш} F_{обш}) = 0,8 \cdot (20,904 \cdot 0,008238155 + 1200 \cdot 0,000317531) = 0,4425 \text{ кг}$$

$$P_{кор} = 9,81 \cdot 2m_{хв.отс} \cdot \omega r \cdot \beta_{max} = 9,81 \cdot 0,442598 \cdot 200 \cdot 0,349 = 617,67 \text{ Н};$$

3. Определяем среднее усилие в клеевом стыке:

$$P_{cm} = \frac{M_{1-1}}{h} + \frac{1}{2} P_{kop} = \frac{1311,034}{0,051} + \frac{617,67}{2} = 26015,38 \text{ Н};$$

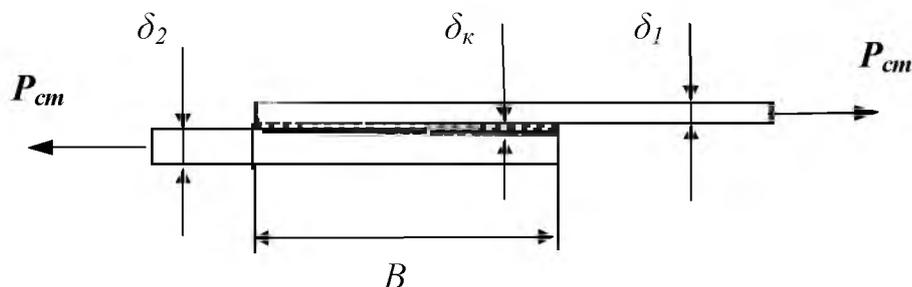


Рис. 7. 28 Расчетная схема нахлесточного клеевого соединения.

4. Выбираем тип клея: ПУ-2;

5. Определяем средние напряжения в клеевом шве:

$$\tau_{X=0} = P_{cm} \sqrt{\frac{E_1 \delta_1}{E_1 \delta_1 + E_2 \delta_2} \cdot \frac{G}{E_2 \delta_2 \delta_k}}, \quad \tau_{X=B} = P_{cm} \sqrt{\frac{E_2 \delta_2}{E_1 \delta_1 + E_2 \delta_2} \cdot \frac{G}{E_1 \delta_1 \delta_k}},$$

Тогда:

$$\tau_{X=0} = 26015,38 \sqrt{\frac{55 \cdot 10^9 \cdot 0,007}{55 \cdot 10^9 \cdot 0,007 + 35 \cdot 10^9 \cdot 0,0005} \cdot \frac{42 \cdot 10^6}{35 \cdot 10^9 \cdot 0,0005 \cdot 0,00035}} =$$

$$= 2,11 \text{ МПа}$$

$$\tau_{X=B} = 26015,38 \sqrt{\frac{35 \cdot 10^9 \cdot 0,0005}{55 \cdot 10^9 \cdot 0,007 + 35 \cdot 10^9 \cdot 0,0005} \cdot \frac{42 \cdot 10^6}{55 \cdot 10^9 \cdot 0,007 \cdot 0,00035}} =$$

$$= 0,096 \text{ МПа}$$

где: $E_1 = 55 \text{ ГПа}$ (лонжерон стеклопластик СК - 2561),

$E_2 = 35 \text{ ГПа}$ (обшивка хвостового отсека Органит-7ТЛ),

$\delta_1 = 7 \text{ мм}$ (толщина стенки лонжерона в зоне А),

$\delta_2 = 0,5 \text{ мм}$ (толщина обшивки хвостового отсека),

$\delta_k = 0,35 \text{ мм}$ (толщина клеевой прослойки ПУ-2),

$G = 42 \text{ МПа}$ (модуль сдвига клеевой прослойки ПУ-2).

$$\tau_{cp} = \frac{(2,11+0,096)}{2} = 1,1 \text{ МПа} , \alpha_{\tau} = \frac{\tau_{max}}{\tau_{cp}} = \frac{2,11}{1,1} = 1,92 .$$

6. Потребная площадь склейки и длина нахлеста: $F = \frac{\alpha_{\tau} P_{cm}}{\tau_{cp}} , B = \frac{F}{l}$

где: l – длина клеевого шва (равна длине хвостового отсека за вычетом резиновых вкладышей, $l = 1,8 \text{ м}$).

$$F = \frac{1,92 \cdot 26015,38}{1,1 \cdot 10^6} = 0,045409 \text{ м}^2 , \text{ отсюда } B = \frac{0,045409}{1,8} = 0,0252 \text{ м} = 25,2 \text{ мм} .$$

Принимаем из технологических соображений с учетом запаса на усталостное разрушение $B = 0,026 \text{ м} = 26 \text{ мм}$.

Проверка прочности клеевого соединения:

$$\tau = \frac{\alpha_{\tau} P_{cm}}{F} = \frac{1,92 \cdot 26015,38}{1,8 \cdot 0,026} = 1,06 \text{ МПа} \text{ где: } F = l \cdot B , \eta = \frac{[\tau]}{\tau} = \frac{18}{1,06} = 16,9$$

где: $[\tau] = 18 \text{ МПа}$ (предел сдвига для ПУ-2).

Вывод: прочность клеевого соединения соблюдается.

Расчет клеевого соединения соотблока со стенкой лонжерона

Расчет производим аналогично расчету клеевого соединения обшивки хвостового отсека с лонжероном.

$$\eta = \frac{[\tau]}{\tau} = \frac{18}{0,852} = 21,1$$

Вывод: прочность клеевого соединения соблюдается.

Проектирование комлевого узла крепления лопасти

Проектирование комлевого узла крепления лопасти производим в следующей последовательности:

1. Принимаем в качестве расчетной нагрузки принимаем центробежную силу $R_{ц.б.}$, действующую в сечении лопасти $r_{отн} = 0,2$;

2. Определяем диаметр болта d_6 крепления лопасти из условия обеспечения прочности на срез:

$$\tau_{cp} = 2 \frac{R_{ц.б.}}{F_{cp}} = 2 \frac{R_{ц.б.}}{4\pi r^2} \leq [\tau_{cp}], \quad r \geq \sqrt{2 \frac{R_{ц.б.}}{4\pi [\tau_{cp}]}} \quad \text{принимаем: } d_6 = 25 \text{ мм};$$

3. Определяем диаметр втулки $d_{вт}$ из условия прочности на смятие полки лонжерона. В 1-ом приближении толщина стенки втулки принимается $4 \div 5$ мм.

$$\sigma_{см} = 2 \frac{R_{ц.б.}}{F_{см}} = 2 \frac{R_{ц.б.}}{4\delta_{лонж} \cdot d_{вт}} \leq [\sigma_{см}], \quad \delta_{лонж} \geq 2 \frac{R_{ц.б.}}{[\sigma_{см}] 4d_{вт}} ;$$

4. Определяем толщины стенки и полки лонжерона из условия прочности на разрыв:

$$\sigma_R = 2\alpha_\sigma \frac{R_{ц.б.}}{F_{компл}}, \quad \delta_{лонж} \geq 2\alpha_\sigma \frac{R_{ц.б.}}{[\sigma_b](P_{лонж} - 4D_{вт})}$$

$$\text{где: } F_{компл} = F_{лонж} - 4F_{вт} = \delta_{лонж} P_{лонж} - 4\delta_{лонж} D_{вт}.$$

5. Определяем расстояния между центрами болтов и торцем комля из условия обеспечения прочности на срез:

$$\tau_{cp} = 2\alpha_\tau \frac{R}{F_{cp}} = 2\alpha_\tau \frac{R_{ц.б.}}{8\delta_{лонж} x} \leq [\tau_{cp}], \quad a \geq 2\alpha_\tau \frac{R_{ц.б.}}{8\delta_{лонж} [\tau_{cp}]}$$

где $\alpha_\tau = 1,5$ коэффициент концентрации напряжений [40], a – расстояние между центрами болтов и торцом комля.

Результаты расчета заносим в Таблицу 7.23

1. Определение диаметра болта d_6 из условия прочности на срез.	
$\tau = 2R_{ц.б.}/4F_{cp} \leq [\tau_{cp}]_{болта}$	
$r = (2R_{ц.б.}/(4\pi[\tau_{cp}]_{болта}))^{0,5}$, м	0,0091
Принимаем d_6 , м	0,0250
2. Определение $D_{вт}$ из условия прочности на смятие полки лонжерона.	
Принимаем из констр. соображ. $D_{вт}$	0,0330
$\sigma_{см} = 2R_{ц.б.}/F = 2R_{ц.б.}/(4\delta_{лонж}D_{вт}) \leq [\sigma_{см}]$	
$\delta_{лонж} \geq 2R_{ц.б.}/([\sigma_{см}]4D_{вт})$, м	0,0289
3. Проверка прочности толщины стенки лонжерона $\delta_{лонж}$ из условия разрыва в месте крепления	
$F_{компл} = F_{лонж} - 4F_{вт} = \delta_{лонж} P_{лонж} - 4\delta_{лонж} D_{вт}$, (м ²)	
т.к. $\sigma_R = 2\alpha_\sigma R_{ц.б.}/F_{компл}$, то $\delta_{лонж} \geq 2\alpha_\sigma R_{ц.б.}/([\sigma_b](P_{лонж} - 4D_{вт}))$	$P_{лонж} \text{ М} = 0,480000$
где α_σ коэфф. конц. напр. = 1,5	
$\delta_{лонж}$, м	0,02457165
Если $\delta_{лонж}$ по п.3 больше, чем по п.2, то необходимо увеличить $P_{лонж}$	
Выбираем $\delta_{лонж}$ из условия смятия,	0,04
4. Определяется расстояние между центрами болтов и торцем комля из условия прочности на срез.	
$\tau_{cp} = 2\alpha_\tau R_{ц.б.}/F_{cp} = 2\alpha_\tau R_{ц.б.}/(8\delta_{лонж} x) \leq [\tau_{cp}]$	
где $\alpha_\tau = 1,5$	
$a \geq 2\alpha_\tau R_{ц.б.}/([\tau_{cp}]8\delta_{лонж})$, м	0,0373

6. Выполняем поверочный расчет комлевого узла лопасти от действия изгибающего момента при свесе лопасти.

Результаты заносим в Таблицу 7.24

R _{ф. н}	190921,76
1. Поверочный расчёт диаметра болта d_б на срез	
$\tau = 2R/\pi l^2$, Мпа	194,47085
$\eta = [\tau]/\tau_y$	1,9
2. Поверочный расчёт диаметра втулки d вт. на смятие полки лонжерона	
$\sigma_{сж} = 2R/F = 2R/(4\delta_{лж}d_{вт})$, Мпа	72,32
$\eta = [\sigma]/\sigma_y$	1,4
3. Поверочный расчёт стенки лонжерона на разрыв.	
$F_{конт} = \delta_{лонж} * P_{лонж} - 4\delta_{лонж} * D_{вт}$, (м ²)	0,01392
$\sigma = 2\alpha_w R/F$, Мпа	41,15
$\eta = [\sigma]/\sigma$	1,5
4. Поверочный расчёт расстояния между центрами болтов и торцем комля на срез.	
$\sigma_{ср} = 2\alpha_w R/F_{ср} = 2\alpha_w R/8\delta_{лж}$, Мпа	28,8692172
$n = [\sigma]/\sigma_{ср}$	1,66

Из расчетов были получены следующие запасы прочности η для спроектированной лопасти, представленные в таблице 7.25.

Таблица 7.25

Запасы прочности для хвостового отсека	
По нормальным напряжениям в обшивках	1,0455
По напряжениям сдвига в заполнителе	8,127
По касательным напряжениям в обшивках	1,86
Запасы прочности для клевого соединения	
Для соединения обшивки с лонжероном	12,9
Для соединения лонжерона с заполнителем	21,11
Запас прочности для лонжерона лопасти	
От действия центробежной силы	1,1407
Запасы прочности для комлевого узла крепления лопасти	
По срезу болта	1,9
По смятию полки лонжерона	1,4
По разрыву стенки лонжерона	1,5
По срезу полок лонжерона	1,66

Общий вывод: прочность элементов лопасти из ПКМ, ее соединений и узла крепления соблюдается. Согласно таблице 1.5 масса лопасти составляет 81,394 кг, что значительно ниже массы аналогичных металлических лопастей несущего винта.

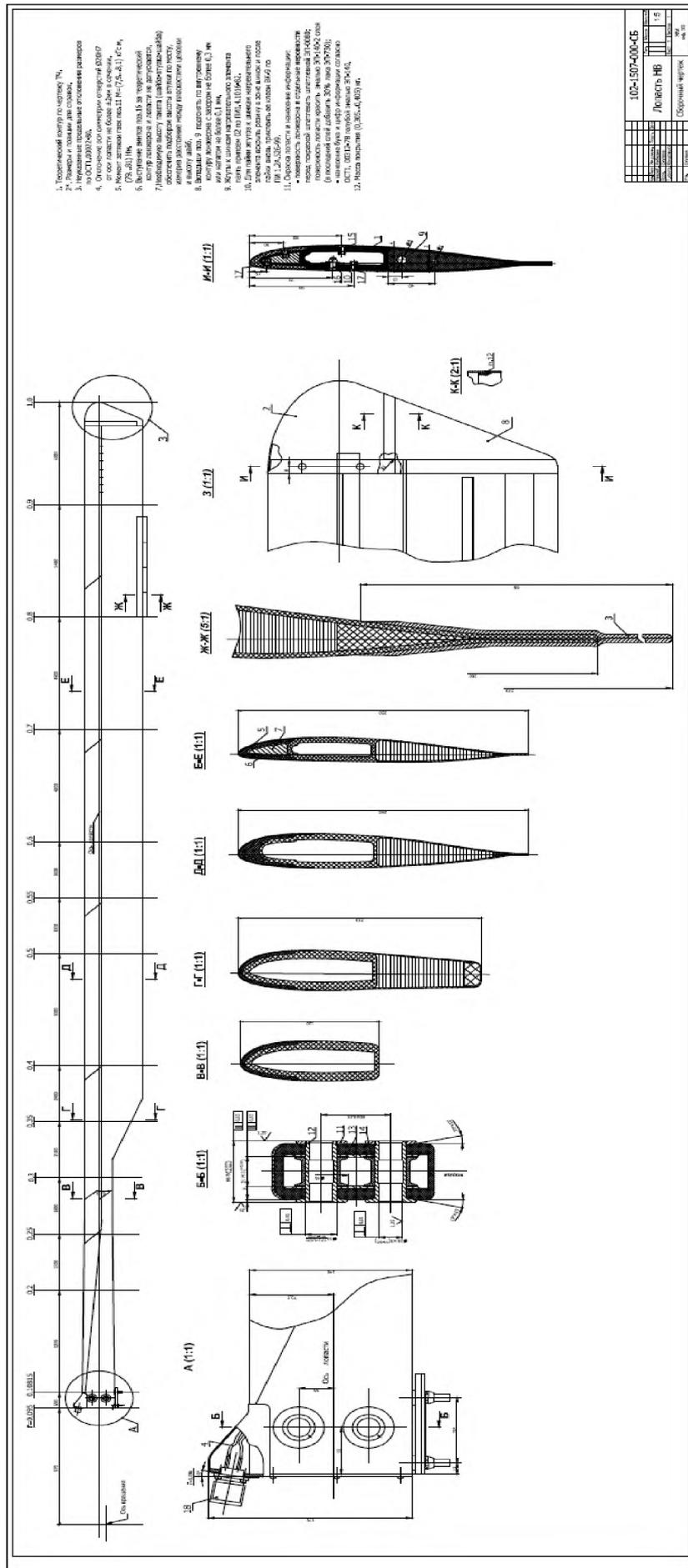


Рис. 7.29 Сборочный чертеж лопасти несущего винта вертолета.

7.3 Конструирование передней стойки колесного шасси

Исходные данные: спроектировать убирающуюся переднюю стойку колесного шасси для среднего многоцелевого вертолета взлетной массой 11500 кг.

Таблица 7.26

Взлетная масса вертолета	$m_{взл}$	11500 кг
Нормальная масса вертолета	m_0	7500 кг
База шасси	c	4,5 м
Расстояние от основных стоек до ц.м.	b	1,5 м
Колея шасси	B	4,2 м
Высота стойки	$h_{ст}$	не более 0,95 м
Направление уборки стойки	-	назад

Описание агрегата: самоориентирующаяся передняя убирающаяся стойка колесного шасси вертолета полурычажной схемы состоит из следующих основных частей и деталей:

- 1) Амортизатор;
- 2) Гидроцилиндр уборки и выпуска стойки;
- 3) Колеса с пневматиками и осью;
- 4) Ось стойки шасси;
- 4) Цилиндр амортизатора;
- 5) Шток амортизатора с плунжером;
- 5) Шлиц-шарнир;
- 6) Рычаг с осью;
- 7) Подкос складывающийся;
- 8) Защитный чехол с кожухом;
- 5) Узел крепления стойки шасси:
 1. Кронштейны крепления;
 2. Наконечники с осями;
 3. Заглушки осей.

Амортизатор

Служит для восприятия и гашения удара при посадке вертолета. Амортизатор жидкостно-газового типа воспринимает осевую силу и не воспринимает изгибающий момент, отсюда шток разгружен от поперечных и продольных нагрузок, что предотвращает возможное заклинение. Амортизатор состоит из корпуса, штока, бус, уплотнительного кольца, зарядного клапана, перепускного клапана, стакана пеногасителя и защитного чехла с кожухом

Гидроцилиндр уборки и выпуска стойки

Служит для уборки и выпуска передней стойки шасси в полете. Состоит из цилиндра, штока, блока клапанов, гидропривода и комплектуется вместе с складывающимся подкосом. Фиксация убранного и выпущенного положения осуществляется за счет гидрозамков.

Колеса с пневматиками

Служат как опоры стойки при стоянке и движении вертолета по ВПП, частично воспринимают ударные нагрузки, за счет деформации покрышки. На многоцелевых вертолетах часто используют колеса с пневматиками полубаллонного типа с давлением $(5...6)10^5$ Па [6]. Колеса с пневматиками высокого давления, а также арочные колеса имеют большую жесткость и применяются на вертолетах палубного базирования. Применение двух колес необходимо, чтобы предотвращать возникновение колебания типа "шимми" при взлете вертолета с разбегом по самолетному. Колесо состоит из ступицы, диска, покрышки, оси, подшипников и гаек крепления. На колесах не применяется система торможения.

Ось стойки шасси

Служит для поворота стойки на 90 градусов при уборке и выпуске передней стойки шасси в полете. Воспринимает поперечный изгиб от веса стойки.

Цилиндр амортизатора

Служит для восприятия внутреннего давления гидрожидкости и является корпусом амортизатора.

Шток амортизатора с плунжером

Служит для передачи продольного усилия на плунжер амортизатора от удара при посадке вертолета. Работает на сжатие. Плунжер с фильерами служит для преобразования механической энергии движения гидрожидкости в цилиндре амортизатора в тепловую, тем самым гасится удар при посадке вертолета.

Шлиц-шарнир и рычаг с осью

Для того чтобы на цилиндр амортизатора не передавался изгибающий момент при нагружении стойки шасси служит шлиц-шарнир. Рычаг не позволяет передавать на шток амортизатора продольные и поперечные нагрузки, причем ось позволяет ввести дополнительные степени свободы штока.

Подкос складывающийся

Служит для фиксирования в выпущенном положении стойки шасси, при этом воспринимает осевые сжимающие нагрузки.

Защитный чехол с кожухом

Служит для защиты элементов стойки шасси от грязи и пыли при эксплуатации вертолета в полевых условиях.

Узел крепления стойки шасси

Служит для закрепления стойки к силовым шпангоутом поперечного набора передней кабины фюзеляжа вертолета.

Выбор конструктивно-силовой схемы носовой стойки:

Для уменьшения размеров амортизатора при ограниченной высоте стойки шасси применяем полурычажную подвеску колеса. Одно из основных преимуществ порычажной подвески колеса — смягчение лобовых ударов. У рычажных и полурычажных схем наличие рычага уменьшает скорость движения штока амортизатора (по сравнению со скоростью движения опорного элемента) при

обжатию амортизатора. Это облегчает процесс переезда неровностей на поверхности аэродрома, так как существенно снижает вероятность "запирания" амортизатора и возникновения жестких ударов. Этим объясняется предпочтительность применения схем шасси с рычагом на вертолетах, предназначенных для эксплуатации с грунтовых и ледовых площадок. Выбор количества разъемных соединений определяем с учетом удобства подхода и обеспечения прочности соединения при расчетных нагрузках эксплуатации.

Основными параметрами колесного шасси вертолета с носовым колесом являются (рис. 7.30) [18]:

- расстояние от переднего колеса до центра масс вертолета a ;
- расстояние от колес главных опор шасси до центра масс вертолета b ;
- база шасси c , колея шасси B и высота шасси h ;
- угол опрокидывания θ и противокапотажный угол γ .

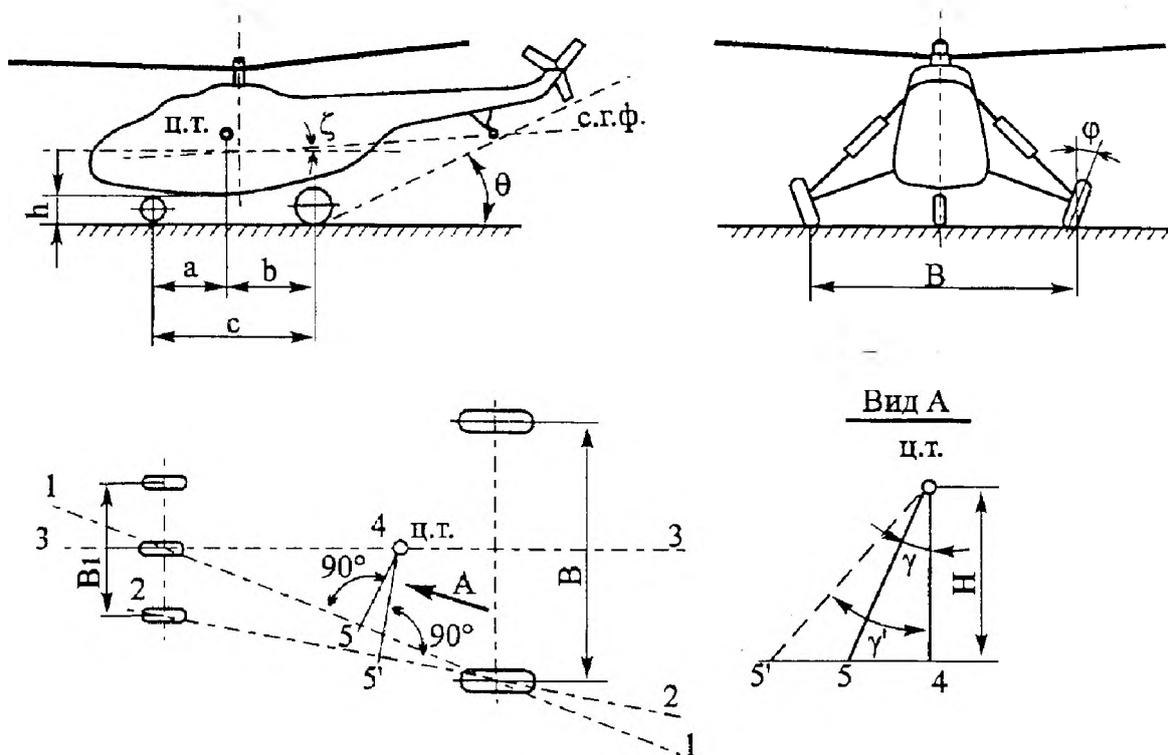


Рис. 7.30 Основные параметры колесного шасси вертолета с носовой стойкой.

Расстояние от колес главных опор шасси до центра масс вертолета выбираем исходя из того, что на эти колеса должно приходиться 85...90% веса

вертолета. Такое распределение нагрузки обеспечивает продольную устойчивость вертолета и путевое управление при маневрировании. Кроме того, величина b должна быть такой, чтобы вертолет при загрузке через заднюю грузовую рампу, осадке на главные колеса и движении по земле не опрокидывался на хвостовую предохранительную опору. Если база c мала, то на рулежке вертолет сильно раскачивается в продольной плоскости. Если база c велика, то на носовую стойку шасси будет приходиться очень маленькая нагрузка и пробег после посадки будет неустойчивым. Минимально необходимая колея шасси B определяется с учетом поперечной устойчивости вертолета. При большой колее вертолет становится чувствительным к ударам в колеса при движении вследствие возрастания момента рыскания. При малой колее не обеспечивается поперечная устойчивость вертолета. Угол опрокидывания θ определяется из условия безопасности посадки вертолета на режиме авторотации. Как правило, противокапотажный угол $\gamma = 35...40^\circ$ [15]. Для того чтобы вертолет мог перемещаться по неровной поверхности, высота шасси h должна быть не меньше 200 мм [16]. Для исключения капотирования (переворачивания) необходимо выполнение условия:

$$tg\gamma = \frac{aB}{2y_{цм}\sqrt{c^2 + \frac{1}{4}B^2}} \geq \mu$$

где: μ - коэффициент трения колес о землю, $\mu=0,25$; $y_{цм}$ — высота центра масс вертолета над землей, $y_{цм} = 1,8$ м (прототип Ми-8МТВ).

$$tg\gamma = \frac{3,0 \cdot 4,2}{2 \cdot 1,8 \sqrt{4,5^2 + \frac{1}{4}4,2^2}} = 0,736 \geq \mu \quad \text{отсюда: } \gamma = 36^\circ$$

Вывод: условие выполняется.

Подбор колес передней стойки шасси

Подбор колес носовой стойки шасси производится по каталогу по величине расчетной стояночной нагрузке на одно колесо, которая принимается равной 70% от действующей стояночной нагрузки на колесо при нормальной массе вертолета m_0 .

Величина действующих стояночных нагрузок для колес носовой стойки [16]:

$$P_{cm} = \frac{m_0 g \cdot b}{c \cdot Z_c \cdot Z_k} = \frac{7500 \cdot 9,81 \cdot 1,5}{4,5 \cdot 1 \cdot 2} = 12263 \text{ Н}$$

где: b – расстояние от основных стоек до ц.м. вертолета,
 c – база шасси, Z_c – количество стоек, Z_k – количество колес.

Из условия проходимости вертолета по влетно-посадочной площадке (ВПП) выбираются характеристики колеса: начальное давление в пневматике p_{on} , его диаметр D_n и ширина B_n .

Выбираем пневматик низкого давления: $p_{on} = 4,5 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Из условия проходимости самолета по ВПП выбираем из каталога [16] колесо полубалонного типа для носовой стойки: колесо нетормозное типа К- 277:

$$P_{cm} = 13000 \text{ Н и } D_n \times B_n = 600 \text{ мм} \times 180 \text{ мм.}$$

Характеристики колеса К-277

Таблица 7.27

Размер колеса $D_n \times B_n$, мм	Макс. стояночная нагрузка P_{cm} , кН	Нач. давление в шине p_{on} , МПа	Макс. допустимая нагрузка P_{m0} , кН	Обжатие пневматика δ_{m0} при P_{m0} , мм	Работа A_{m0} , поглощаемая шиной при δ_{m0} , кНм	Предельная радиальная нагрузка $P_{пред}$, кН	Масса колеса, кг
600x180	13	0,45	45	104	2,0	84	17

Требования к опорным элементам

Для того чтобы вертолет мог продвигаться по грунтовой взлетно-посадочной площадке глубина колеи колеса h_k не должна превышать 6..8 см [15].

Величина глубины колеи колеса h_k определяется по формуле:

$$h_k = \left(\frac{P_{cm}}{B_n \cdot \sigma} \right)^2 \frac{1}{D_n \delta_k} = \left(\frac{12263}{0,180 \cdot 0,6 \cdot 10^6} \right)^2 \frac{1}{0,600 \cdot 1,2} = 0,018 \text{ м} < 0,06 \cdot 0,8 \text{ м}$$

где: $\sigma = 0,6 \text{ МПа}$ - прочность грунта [16]; $\delta_k = 1,2$ - коэффициент, учитывающий деформацию пневматика в зоне контакта с грунтом [16].

Проверка условия $P_{пред} \geq P_{max}$: $84 \geq 73,58 \text{ кН}$ (выполняется),

где: P_{max} - максимальные действующие усилия на колесо при предельной перегрузке $n_{пр}$.

Определение внешних нагрузок на агрегат

При движении вертолета по ВПП на переднюю опору шасси действует целый комплекс внешних наземных нагрузок, как результат взаимодействия опорного элемента и поверхности ВПП. Они уравниваются внутренними силами, возникающими в амортизаторе и узлах крепления элементов шасси. В полете вертолета в процессе уборки и выпуска шасси на элементы опоры действуют аэродинамические, массовые и инерционные силы, которые уравниваются внутренними силами в механизме уборки и выпуска. Основным силовым анализ элементов конструкции шасси проводится от внешних наземных нагрузок (рис. 7.31).

Нагрузки нормируются в проекциях на оси земной системы координат по НЛГВ для каждого конкретного расчетного случая. Например, для колесных шасси в каждом расчетном случае задаются:

- комбинация сил и моментов, действующих на стойку, в проекциях на оси земной системы координат, в которой ось ОХ лежит в горизонтальной плоскости;
- положение вертолета относительно ВПП;
- коэффициент безопасности для стойки шасси;

- для стоек, на которых установлено более двух опорных элементов, необходимое для силового анализа распределение заданных на стойку нагрузок между опорными элементами.

Основной проекцией силы считается P_y . Ее значение определяется как произведение двух сомножителей: доли веса, приходящегося на стойку и предельной перегрузки n_{np} , причем в каждом рассматриваемом расчетном случае перегрузка либо директивно задается конкретным значением, либо следует указать о том, какую перегрузку следует принять в расчете.

Величины проекций P_x и P_z определяются зависимостями соответственно

$$P_x = K_x P_y; P_z = K_z P_y.$$

Коэффициент K_x зависит от коэффициента трения качения колеса k_k , коэффициента трения скольжения колеса k_c и профиля неровности, характеризуемого углом наклона поверхности относительно горизонтали, а величина K_z - от характера качения колеса с негоризонтальной осью или с уводом. Они могут быть заданы конкретным значением либо зависимостью от каких-либо параметров.

Вектор P_y прикладывается к оси колеса, а векторы P_x, P_z - в точке касания колеса с ВПП. Из моментов, действующих на стойку, нормируются моменты: M_{xy} и M_{yz} относительно осей OZ и OX земной системы координат и крутящий момент M_{xz} . От этих усилий и моментов в узлах крепления стойку образуются соответствующие силы реакций R_x, R_y . Эксплуатационное значение радиуса пневматика с учетом обжатия его силой P_y определяется условиями заданного расчетного случая.

Помимо силового анализа от наземных нагрузок, проводится силовой анализ тех элементов конструкции стойки, которые нагружаются в процессе уборки и выпуска шасси.

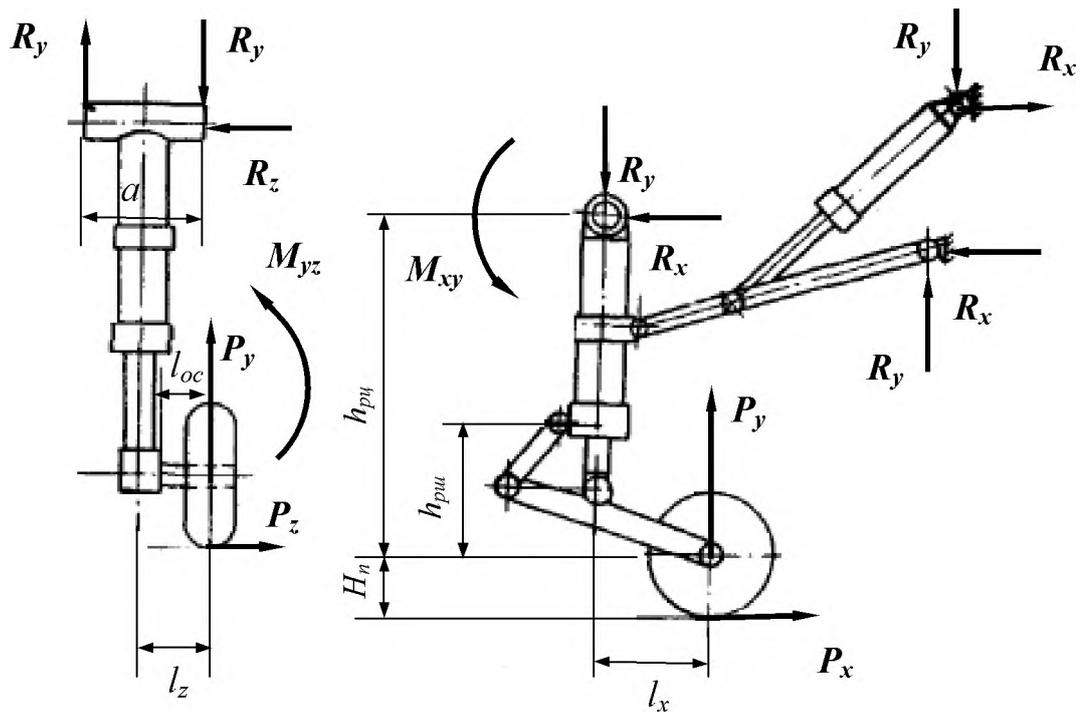


Рис. 7.31 Схема действия внешних нагрузок на стойку и сил реакций на них.

Прочность носовой стойки шасси определяется следующими расчетными случаями (по НЛГВ-2 [34,16]):

I-п: Вертикальная посадка вертолета с одновременным ударом передней и задней стойками шасси;

II-п: Посадка с поступательной скоростью на основные стойки шасси при максимальном угле тангажа и последующим ударом колесами передней стойки о посадочную площадку;

III-п: Посадка вертолета со сносом;

В расчете передней стойки шасси за расчетные P^p берутся предельные нагрузки P_{np} , действующие на колеса при посадке вертолета с учетом коэффициента безопасности $f = 1,2$ [34] и предельной вертикальной перегрузкой $n_{np} = 2,5$ [16].

Значения расчетных сил и моментов для трех расчетных случаев нагружения передней стойки шасси вертолета представлены в таблицах 7.28 - 7.29.

Таблица 7.28

Определение расчетной нагрузки на элементы стойки шасси				
$P_{\text{пр}}$	$P_{\text{уп}} * f$	73575	Н	расчетная нагрузка
f		1,2		коэффициент безопасности
$P_{\text{уп}}$		61312,50	Н	предельная нагрузка
Предельная нагрузка определяется для 3 случаев нагружения:				
1	$P_{\text{упр}} = P_{\text{ст}} * z_t * \Pi_{\text{пр}}$	61312,50	Н	Одновременный удар передней и задней стоек шасси
2	$P_{\text{упр}} = P_{\text{ст}} * z_t * \Pi_{\text{пр}}$	61312,50	Н	Посадка с поступательной скоростью на основную стойку шасси при максимальном угле τ атак и последующим ударом колесами передней стойки о посадочную площадку
	$P_x = 0,25 * P_{\text{упр}}$	15328,12	Н	
3	$P_{\text{упр}} = 0,7 * P_{\text{ст}} * z_t * \Pi_{\text{пр}}$	42918,75	Н	Посадка вертолета со спосом
$\Pi_{\text{пр}}$		2,5		предельная перегрузка
$P_{z \text{ пр}}$	$0,5 * P_{\text{упр}}$	21459,38	Н	для 3-го случая боковая сила

Таблица 7.29

Определение расчетного изгибающего момента на элементы стойки шасси				
M^*	$f \cdot M_{\text{доп}}$	30919,08	Нм	расчетный момент
f		1,2		коэффициент безопасности
$M_{\text{доп}}$	$\sqrt{M_{xy}^2 + M_{yz}^2 + M_{zx}^2}$	25765,89	Нм	предельный момент
Предельный момент определяется из 3 моментов:				
1	$M_{xy} = P_{y \text{ доп}} \cdot l_x + P_{x \text{ доп}} (H_{\text{с}} + h_{\text{доп}})$	18547,03	Нм	Изгибающий момент в плоскости XOY
2	$M_{yz} = k_p P_{y \text{ доп}} \cdot l_y + P_{x \text{ доп}} (H_{\text{с}} + h_{\text{доп}})$	17259,47	Нм	Изгибающий момент в плоскости YOZ
	$H_{\text{с}} = 0,5 D_{\text{ш}}$	0,3	м	Радиус обката пневматика $D_{\text{ш}} = 600$ мм (прототип Ми-8МТВ)
3	$M_{zx} = k_p P_{x \text{ доп}} \cdot l_x + P_{x \text{ доп}} \cdot l_x$	4690,41	Нм	Крутящий момент в плоскости XOZ
l_x		0,17	м	Прототип Ми-8МТВ
l_y		0,24	м	Прототип Ми-8МТВ
$h_{\text{доп}}$	при $0,65 \delta_{\text{доп}}$ мм	0,23	м	Прототип Ми-8МТВ

$k_p = 0,4$ - для грунтовых ВПП.

Выбор материала сборочных частей агрегата

В качестве основного материала для деталей носовой стойки шасси выбираем сталь 30ХГСНА. Выбор обусловлен хорошими прочностными характеристиками стали, хромансиль общедоступен, кроме того малочувствителен к надрезам, что важно для конструкции подверженных воздействию переменных циклических и ударных нагрузок. Кроме того он хорошо сваривается и поэтому 30ХГСНА применяют для изготовления элементов стоек шасси. Ответственные сварные конструкции, крепление стойки, кронштейны изготавливаются из стали 30ХГСА. В качестве материала для болтов и гаек крепления стойки был выбран титановый сплав ВТ16. Он имеет большую прочность на срез по сравнению со сталями, стоек к коррозии. В качестве материала гидроцилиндра и штока механизма уборки выпуска передней стойки шасси выбираем высококачественную легированную сталь 12Х18Н10Т с высокими пределами прочности. В качестве материала для складывающегося подкоса выбираем хромистую сталь 20Х13 которая хорошо сопротивляется коррозии в условиях хранения вертолета на открытой площадке.

Материалы, используемые в конструкции передней стойки шасси

Физико-механические характеристики материала [1] Таблица 7.30

Наименование материала	Плотность, ρ , кг/м ³	Модуль упругости E, ГПа	Модуль сдвига G*, ГПа	Коэффициент Пуассона μ	Предел текучести, σ_t , МПа	Предел прочности, σ_b , МПа	Предел прочности, τ_b^{**} , МПа
ВТ16 ГОСТ 19807-91	4500	112	43	0,3	1175	1300	750
Сталь 30 ХГСА ГОСТ 4543-71	7850	210	81	0,26	850	1100	660
Сталь 30 ХГСНА ГОСТ 4543-71	7850	210	81	0,26	1400	1650	950
Сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 5949-75	7900	195	77,4	0,26	950	1450	870
Сталь 20Х13 ГОСТ 7417-75	7800	210	81	0,3	442	648	390

где: $G^* = E / 2(1 + \mu)$, $\tau_b^{**} = 0,6 \cdot \sigma_b$ - для деформируемых сплавов.

Минимальные разрушающие нагрузки крепежных изделий
по ГОСТ Р 52627-2006

Таблица 7.31

Наименование	Материал	Класс прочности	Мин. разрушающая нагрузка, Н	
			На разрыв [Pн]	На срез [Pτ]
Винт А.М8-6gx12.48 ГОСТ 17475-80	30 ХГСА	10,9	40800	34300
Винт А.М6-6gx10 ГОСТ 17473-80	30 ХГСА	10,9	20900	17100
Болт М22 x1,5-6g ОСТ 92-0749-72	ВТ16	10,9	346000	325000
Болт 2М10 x1,25-6g ГОСТ 7798-70	30 ХГСА	10,9	63600	58700
Винт М 5-20-Ц ОСТ-1-31521-80	ВТ16	10,9	14800	12600

Определение основных параметров амортизатора

Определение нормированной работы амортизационной системы передней стойки шасси:

$$A_n = \frac{m_{ред} \cdot V_y^2}{2} = \frac{2025 \cdot 3,6^2}{2} = 13122 \text{ НМ},$$

где: $V_y = 3,6$ м/с (при посадке на автоторации на грунтовую площадку [34]),

$m_{ред} = 0,27m_0 = 0,27 \cdot 7500 = 2025$ кг (для передней стойки шасси) [16].

Определение нормированной работы амортизатора:

$$A_{ам} = A_n - A_{мд} \cdot Z_k = 13122 - 2 \cdot 2000 = 9122 \text{ НМ},$$

где: $A_{мд} = 2000$ НМ, $Z_k = 2$.

Полный ход амортизатора (см. рис. 7.32):

$$\delta_{ам\ max} = \frac{A_n}{\eta \cdot \varphi \cdot P_{ст} \cdot n_y^{\ominus} \cdot Z_k} = \frac{9122}{0,6 \cdot 2,5 \cdot 12263 \cdot 2,5 \cdot 2} = 0,099 \text{ м} = 99 \text{ мм}$$

где: n_y^{\ominus} - вертикальная эксплуатационная перегрузка, $n_y^{\ominus} = 2,5$;

$\eta = 0,6$ (коэффициент полноты диаграммы амортизатора) [16].

Выбор кинематических параметров стойки

Правильность выбора кинематических параметров передней стойки шасси влияет на работоспособность всего агрегата.

Передаточное число от колеса к амортизатору определяется как: $\varphi = \frac{P_{ам}}{P_y}$,

где: $P_{ам}$ – усилие, действующее на шток амортизатора, смотри рис. 7.32 [16].

Для полурычажной схемы стойки шасси принимаем: $\varphi = 2,5$.

α_1 – начальный угол наклона рычага к горизонтали: $\alpha_1 = 30^0$.

Длина рычага: $l_p = l_1 \cdot \varphi = 0,143 \cdot 2,5 = 0,358$ м, с учетом выбора колеса принимаем $l_p = 0,432$ м.

$$l_1 = \frac{\delta_{ам\ max} \left(1 + h / \left(h + \delta_{ам\ max} \right) \right)}{2 \sin \alpha_1} = \frac{0,099 (1 + 0,08 / (0,08 + 0,099))}{2 \cdot 0,5} = 0,143 \text{ м}$$

где: l_1 – расстояние от оси подвески рычага к стойке до оси крепления к рычагу штока амортизатора, $\delta_{ам\ max}$ – ход максимальный амортизатора, $\delta_{ам\ max} = 0,099$ м; $h = 0,08$ м (прототип Ми-8МТВ).

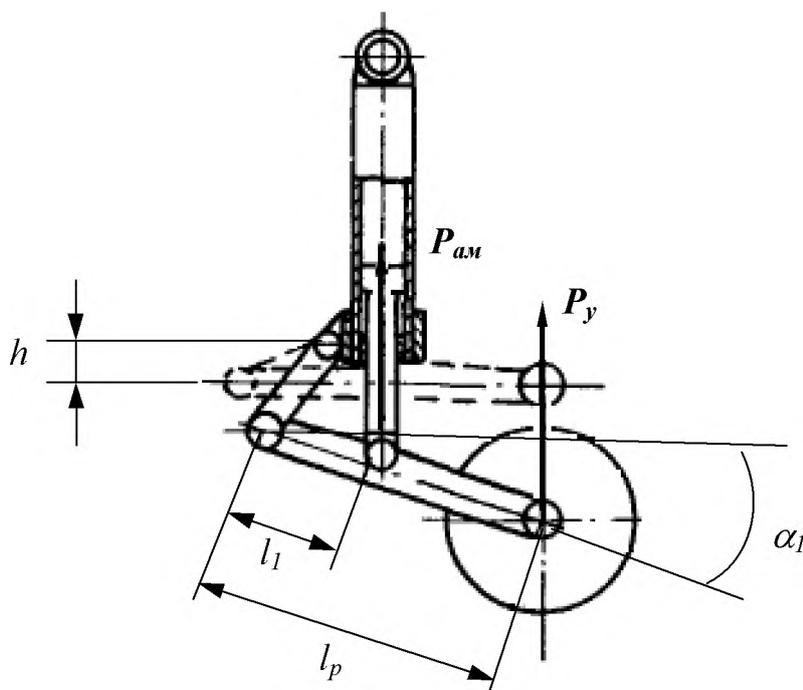


Рис. 7.32 Кинематические параметры полурычажной стойки:
 l_1 – горизонтальный вынос рычага; h – расстояние между звеньями шлиц-шарнира; l_p – длина рычага, α_1 – кинематический угол наклона рычага.

Определение основных размеров частей амортизатора

Диаметр цилиндра амортизатора:

$$D_{\text{цил. внутр.}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{пор}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0130}{3,14}} = 0,128 \text{ м} = 128 \text{ мм},$$

$$F_{\text{пор}} = \frac{P_{\text{см}} \cdot \varphi(1 - \kappa)}{P_o} = \frac{12263 \cdot 2,5(1 - 0,15)}{2,0 \cdot 10^6} = 0,0130 \text{ м}^2$$

где: $F_{\text{пор}}$ – потребная площадь поршня амортизатора; $\varphi = 2,5$;

$P_o = 2,0$ МПа (начальное зарядное давление газа в амортизаторе [16]);

$\kappa = 0,15$ (коэффициент, учитывающий трение в бужах, [16]).

Расстояние между бужахми амортизатора для полурычажной стойки с вынесенным назад колесом:

$$B = \frac{2(a \cdot \text{tg}\beta - c)\mu}{0,2 - \text{tg}\beta \cdot \mu} = \frac{2(0,3 \cdot \text{tg}40^\circ - 0,17) \cdot 0,15}{0,2 - \text{tg}40^\circ \cdot 0,15} = 0,330 \text{ м} = 330 \text{ мм}$$

где: $a = 0,3$ м (расстояние от оси колеса до нижней бужахы, прототип Ми-8МТВ);

$\mu = 0,15$ (коэффициент трения бужахы, бронзовые бужахы типа БРАЖ-Н10-4-4);

$c = 170$ мм (вынос колеса); $\beta = 40^\circ$ (угол выноса оси колеса для полурычажных стоек шасси [16]).

Диаметр штока амортизатора:

$$D_{\text{шт}} = 0,85 \cdot D_{\text{цил. внутр.}} = 0,85 \cdot 0,128 = 0,108 \text{ м}$$

Длина необжатого амортизатора:

$$L_{\text{ам}} = \delta_{\text{ам. макс}} + h_o + h_{\text{жс}} + 0,5(h_{\text{бб}} + h_{\text{нб}}) + B + \delta_{\text{он}} + \delta_z + \sum h_{\text{узн}} = 0,099 + 0,125 + 0,056 + 0,5(0,03 + 0,03) + 0,330 + 0,012 + 0,016 + 0,05 = 0,718 \text{ м}$$

где: $h_{\text{нб}} = h_{\text{бб}} = 0,03$ м (ширина бужахы, прототип Ми-8МТВ);

$\sum h_{\text{узн}} = 0,05$ м (суммарная длина узлов крепления амортизатора); $h_o = 0,125$ м (высота воздушной камеры), $h_{\text{жс}} = 0,056$ м (высота заливки жидкости); $\delta_z = 0,016$ м (толщина гайки); $\delta_{\text{он}} = 0,012$ м (толщина днища амортизатора).

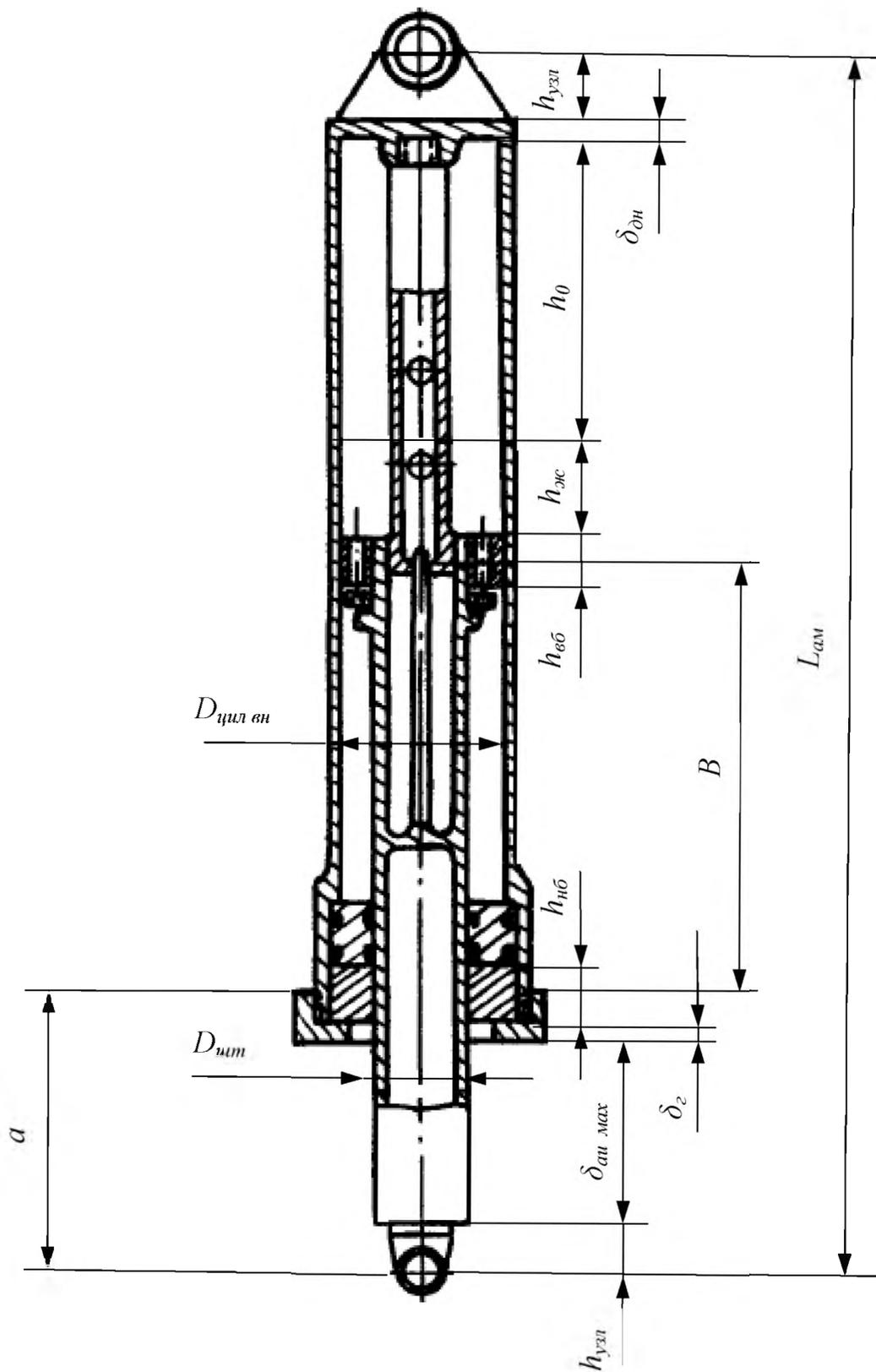


Рис. 7.33 Проектировочные параметры амортизатора [16].

Расчет на прочность основных силовых элементов стойки

В качестве расчетной нагрузки берем предельную нагрузку из 3-х случаев нагружения (по НЛГВ-2) смотри таблицу 7.28:

$$P^P = P_{np} \cdot f = 61312,5 \cdot 1,2 = 73575 \text{ Н}$$

где: f - коэффициент безопасности ($f=1,2$).

В качестве расчетного изгибающего момента берем предельный момент (по НЛГВ-2) смотри таблицу 7.29:

$$M^P = M_{np} \cdot f = 25765,89 \cdot 1,2 = 30919,08 \text{ Нм}$$

Определение толщины стенок цилиндра амортизатора, штока и других элементов стойки:

В расчетном сечении $A-A$ действует расчетный изгибающий момент :

$$M^P = 28488 \text{ Нм} \text{ при } h_{pш} = 0,150 \text{ м} = 150 \text{ мм}.$$

Отсюда :

$$d_{ум} = \sqrt[4]{D_{ум}^4 - \frac{10,2 \cdot D_{ум} \cdot M^P}{[\sigma_T]}} = \sqrt[4]{0,108^4 - \frac{10,2 \cdot 0,108 \cdot 28488}{1400 \cdot 10^6}} = 0,103 \text{ м} = 103 \text{ мм} ,$$

где: $d_{ум}$ – внутренний диаметр штока амортизатора;

$D_{ум}$ – внешний диаметр штока амортизатора.

Толщина штока:

$$\delta_{ум} = \frac{D_{ум} - d_{ум}}{2} = \frac{108 - 103}{2} = 3 \text{ мм} ,$$

где: $\delta_{ум}$ – толщина стенки штока амортизатора.

Запас прочности штока амортизатора (по критическим напряжениям местной потери устойчивости):

$$\eta = \frac{\sigma_{крм}}{\sigma} = \frac{1750}{88,85} = 19,7 ,$$

где: σ - действующие напряжения; $F_{ум} = 0,000828 \text{ м}^2$.

$$\sigma = \frac{P^P}{F_{ум}} = \frac{73575}{0,000828} = 88,85 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{крм} = \frac{k \cdot E}{D_{ум} / \delta_{ум}} = \frac{0,3 \cdot 210 \cdot 10^9}{36} = 1750 \text{ МПа},$$

где: $D_{ум} / \delta_{ум} = 36$;

$k = 0,3$ по диаграмме [16];

$E = 210$ ГПа (модуль упругости 30ХГСНА).

В расчетном сечении $B - B$ действует расчетный изгибающий момент $M^P = 30919,08 \text{ Нм}$:

Отсюда внешний диаметр цилиндра амортизатора:

$$D_{цил\ внеш} = \sqrt[4]{D_{цил\ вн}^4 + \frac{11,7 \cdot D_{цил\ вн} \cdot M^P}{[\sigma_T]}} = \sqrt[4]{0,128^4 + \frac{11,7 \cdot 0,128 \cdot 30919,08}{1400 \cdot 10^6}} = 0,132 \text{ м} = 132 \text{ мм},$$

где: $[\sigma_T] = 1400 \text{ МПа}$ (предел текучести 30ХГСНА).

Толщина цилиндра амортизатора:

$$\delta_{цил} = \frac{D_{цил\ внеш} - D_{цил\ вн}}{2} = \frac{132 - 128}{2} = 2 \text{ мм},$$

где: $\delta_{цил}$ – толщина стенки цилиндра амортизатора.

Вторым видом нагрузки, которая также может быть определяющей при выборе толщины стенки цилиндра амортизатора, является окружное усилие в стенке от внутреннего давления в цилиндре при обжатии штока расчетной нагрузкой P^P . В этом случае толщина стенки цилиндра амортизатора $\delta_{цил}$ определяется по формуле:

$$\delta_{цил} = \frac{1,28 \cdot P^P \cdot \varphi}{[\sigma_T] D_{цил\ вн}} = \frac{1,28 \cdot 73575 \cdot 2,5}{1400 \cdot 10^6 \cdot 0,128} = 0,0013 \text{ м} = 1,3 \text{ мм}.$$

Из двух значений $\delta_{цил}$ выбираем наибольшее: $\delta_{цил} = 2 \text{ мм}$.

Действующие напряжения в стенке цилиндра амортизатора:

$$\sigma = \frac{M^P}{W_c} = \frac{30919,08}{2,58876 \cdot 10^{-5}} = 1194,35 \text{ МПа},$$

$$W_c = \frac{\pi \cdot D_{\text{цил.внеш}}^3}{32} (1 - \alpha^4) = \frac{3,14 \cdot 0,132^3}{32} (1 - 0,97^4) = 2,58876 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3,$$

где: $\alpha = D_{\text{цил.вн}} / D_{\text{цил.внеш}} = 128 / 132 = 0,97$.

Запас прочности цилиндра амортизатора: $\eta = \frac{[\sigma_T]}{\sigma} = \frac{1400}{1194,35} = 1,17$.

Из прототипа передней стойки шасси вертолета Ми-8МТВ определяем геометрические размеры остальных элементов передней стойки.

Рычаг

При определении толщины стенки рычага расчетным является сечение в месте крепления к рычагу штока амортизатора. В этом сечении действует расчетный изгибающий момент:

$$M^P = P^p \sqrt{l_2^2 + (k_p l_z)^2} = 73575 \sqrt{0,3^2 + (0,4 \cdot 0,24)^2} = 23175,07 \text{ Нм},$$

где: l_2 – расстояние от оси колеса до расчетного сечения рычага, $l_2 = 0,3 \text{ м}$;

$$l_z = 0,24 \text{ м}; k_p = 0,4.$$

Внешний диаметр рычага

$$D_p = 0,11 \cdot D_n = 0,11 \cdot 600 = 66 \text{ мм},$$

Тогда:

$$d_p = \sqrt[4]{D_p^4 - \frac{10,2 \cdot D_p \cdot M^P}{[\sigma_T]}} = \sqrt[4]{0,066^4 - \frac{10,2 \cdot 0,066 \cdot 23175,07}{1400 \cdot 10^6}} = 0,053 \text{ м} = 53 \text{ мм}.$$

Отсюда: $\delta_p = \frac{D_p - d_p}{2} = \frac{66 - 53}{2} = 6 \text{ мм}$

где: D_p – внешний диаметр рычага;

d_p – внутренний диаметр рычага;

δ_p – толщина стенки рычага амортизатора.

Действующие напряжения: $\sigma = \frac{M^P}{W_c} = \frac{23175,07}{1,665551 \cdot 10^{-5}} = 1391,44 \text{ МПа}$,

$$W_c = \frac{\pi \cdot D_p^3}{32} (1 - \alpha^4) = \frac{3,14 \cdot 0,066^3}{32} (1 - 0,8^4) = 1,66555 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3,$$

где: $\alpha = d_p / D_p = 53 / 66 = 0,8$.

Запас прочности рычага: $\eta = \frac{[\sigma_T]}{\sigma} = \frac{1400}{1391,44} = 1,01$.

Ось колеса

Наружный диаметр оси:

$$D_{oc} = 0,1 \cdot D_n = 0,1 \cdot 600 = 60 \text{ мм},$$

В расчетном сечении оси действует расчетный изгибающий момент:

$$\begin{aligned} M^P &= f \sqrt{(P_{y1} l_{oc} + P_{z1} H_n)^2 + (P_{x1} l_{oc})^2 + (P_{x1} H_n)^2} = \\ &= 1,2 \sqrt{(30656,25 \cdot 0,2 + 10729,69 \cdot 0,3)^2 + (7664,06 \cdot 0,2)^2 + (7664,06 \cdot 0,3)^2} = 11699,93 \text{ Нм} \end{aligned}$$

где: P_{x1}, P_{y1}, P_{z1} – составляющие нагрузки на полуось.

$$P_{x1} = P_{xnp} / z_k = 15328,12 / 2 = 7664,06 \text{ Н},$$

$$P_{y1} = P_{ynp} / z_k = 61312,5 / 2 = 30656,25 \text{ Н},$$

$$P_{z1} = P_{znp} / z_k = 21459,38 / 2 = 10729,69 \text{ Н}.$$

$$l_{oc} = 200 \text{ мм}; H_n = 0,3 \text{ м (смотри рис. 5);}$$

Внутренний диаметр оси

$$d_{oc} = \sqrt[4]{D_{oc}^4 - \frac{10,2 \cdot D_{oc} \cdot M^P}{[\sigma_T]}} = \sqrt[4]{0,06^4 - \frac{10,2 \cdot 0,06 \cdot 11699,93}{1400 \cdot 10^6}} = 0,052 \text{ м} = 52 \text{ мм}.$$

$$\text{Отсюда: } \delta_{oc} = \frac{D_{oc} - d_{oc}}{2} = \frac{60 - 52}{2} = 4 \text{ мм}$$

где: D_{oc} – внешний диаметр оси колеса;
 d_{oc} – внутренний диаметр оси колеса;
 δ_{oc} – толщина стенки оси колеса.

Действующие напряжения: $\sigma = \frac{M^P}{W_c} = \frac{11699,93}{9,052244 \cdot 10^{-6}} = 1292,46 \text{ МПа},$

$$W_c = \frac{\pi \cdot D_{oc}^3}{32} (1 - \alpha^4) = \frac{3,14 \cdot 0,06^3}{32} (1 - 0,87^4) = 9,05244 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

где: $\alpha = d_{oc} / D_{oc} = 52 / 60 = 0,87$

Запас прочности оси колеса: $\eta = \frac{[\sigma_T]}{\sigma} = \frac{1400}{1292,46} = 1,08 .$

*Определение массы основных элементов стойки шасси
(весовой расчет носовой стойки)*

Для определения параметров механизма уборки/выпуска передней стойки шасси необходимо предварительно вычислить массу составляющих ее элементов.

Масса цилиндра амортизатора:

$$m_{цил} = 0,785 \cdot K_{ц} (D_{цил\ \text{внеш}}^2 - D_{цил\ \text{вн}}^2) \cdot l_{цил} \cdot \rho = 0,785 \cdot 1,2 \cdot (0,132^2 - 0,128^2) \cdot 7,85 \cdot 10^3 = 4,56 \text{ кг}$$

где:

$$l_{цил} = h_0 + h_{эс} + 0,5(h_{об} + h_{нб}) + B + \delta_z + \delta_{он} + h_{уэл} = 0,125 + 0,056 + 0,5(0,03 + 0,03) + 0,330 + 0,012 + 0,016 + 0,025 = 0,594 \text{ м}$$

$$K_{ц} = 1,2 \text{ (коэффициент пропорциональности);}$$

$$\rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3 \text{ (сталь 30ХГСНА).}$$

Масса штока амортизатора:

$$m_{шт} = 0,785 \cdot K_{шт} (D_{шт}^2 - d_{шт}^2) \cdot l_{шт} \cdot \rho = 0,785 \cdot 1,2 \cdot (0,108^2 - 0,103^2) \cdot 7,85 \cdot 10^3 = 1,32 \text{ кг}$$

где:

$$l_{шт} = 0,5(h_{об} + h_{нб}) + \delta_z + \delta_{ам\ \text{мах}} + h_{уэл} = 0,5(0,03 + 0,03) + 0,016 + 0,099 + 0,025 = 0,170 \text{ м};$$

$$K_{шт} = 1,2; \rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3 \text{ (сталь 30ХГСНА).}$$

Масса рычага стойки:

$$m_p = 0,785 \cdot K_p (D_p^2 - d_p^2) \cdot l_p \cdot \rho = 0,785 \cdot 1,3 \cdot (0,066^2 - 0,053^2) \cdot 0,432 \cdot 7,85 \cdot 10^3 = 5,35 \text{ кг}$$

где: $l_p = 0,432 \text{ м}$; $K_p = 1,3$ (цилиндрическая форма);

$$\rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3 \text{ (сталь 30ХГСНА)}.$$

Масса всей оси на стойке:

$$m_{oc} = 0,785 \cdot K_{oc} (D_{oc}^2 - d_{oc}^2) \cdot (2l_{oc} + D_p) \cdot \rho = 0,785 \cdot 1,1 \cdot (0,060^2 - 0,052^2) \cdot (2 \cdot 0,2 + 0,066) \cdot 7,85 \cdot 10^3 = 2,83 \text{ кг}$$

где: $l_{oc} = 200 \text{ мм}$; $K_{oc} = 1,1$; $\rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ (сталь 30ХГСНА).

Масса шлиц-шарнира:

$$m_{ш} = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot P_{см} \cdot z_k = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 12263 \cdot 2 = 14,72 \text{ кг}$$

где: $P_{см} = 12263 \text{ Н}$; $z_k = 2$.

Масса поворотного крепления стойки:

$$m_{кр} = 6,8 \text{ кг (прототип Ми-24В)}.$$

Масса гидроцилиндра и механизма уборки/выпуска шасси с подкосами:

$$m_{муб} = 20,8 \text{ кг (прототип Ми-8МТВ)}.$$

Общая масса передней стойки шасси:

$$m_{см} = m_{ам} + m_p + m_{oc} + m_{ш} + m_{кр} + m_{муб} + 2m_k = 5,88 + 5,35 + 2,83 + 14,72 + 6,8 + 20,8 + 2 \cdot 17 = 90,38 \text{ кг}$$

где: $m_{ам} = m_{шл} + m_{шт} = 4,56 + 1,32 = 5,88 \text{ кг}$;

$$m_k = 17 \text{ кг (масса колеса К-277)}.$$

*Расчет основных параметров и прочности механизма
уборки/выпуска передней стойки шасси*

К основным параметрам механизма уборки и выпуска передней стойки шасси относятся [16]:

- максимальный ход штока гидроцилиндра механизма уборки и выпуска передней стойки δ_{\max} ;
- рабочая площадь поршня штока гидроцилиндра механизма уборки/выпуска шасси F ;
- производительность насоса гидросистемы, обеспечивающей уборку/выпуск стойки шасси Q ;
- потребная мощность гидроцилиндра механизма уборки/выпуска W .

Для определения параметров механизма уборки и выпуска стойки необходимо начертить кинематическую схему в выбранном масштабе и построить план положений механизма уборки стойки (см. рис. 7.34). Максимальный ход штока гидроцилиндра определяется как разность расстояний между точками A и B , снимаемых с плана механизма уборки стойки в выпущенном $l_{AB \text{ вып}}$ и убранном $l_{AB \text{ уб}}$ положениях, умножая на масштаб чертежа кинематической схемы k_m :

$$\delta_{\max} = (l_{AB \text{ вып}} - l_{AB \text{ уб}})k_m .$$

Или эта величина берется с вертолета-прототипа.

Определение максимального хода штока гидроцилиндра механизма уборки/выпуска шасси:

$$\delta_{\max} = 320 \text{ мм (прототип Ми-24В , уборка назад).}$$

Потребная рабочая площадь поршня штока гидроцилиндра уборки/выпуска шасси:

$$F_n = \frac{P_{\max}}{P_{zc}} = \frac{3324,8}{2 \cdot 10^6} = 0,00166 \text{ м}^2 ,$$

$$P_{\max} = n_{y\delta} \cdot m_{cm} \cdot g \cdot k_{нер} = 3,0 \cdot 90,38 \cdot 9,81 \cdot 1,25 = 3324,8 \text{ Н} ,$$

где: P_{max} – максимальное усилие, создаваемое штоком гидроцилиндра уборки/выпуска шасси для уборки стойки шасси; m_{cm} – масса стойки;

$k_{пер} = 1,25$ (передаточный коэффициент); $n_{уб} = 3,0$ (перегрузка при уборке);

$P_{зс} = 2 \text{ МПа}$ (рабочее давление в бортовой гидросистеме вертолета-прототипа Ми-24В).

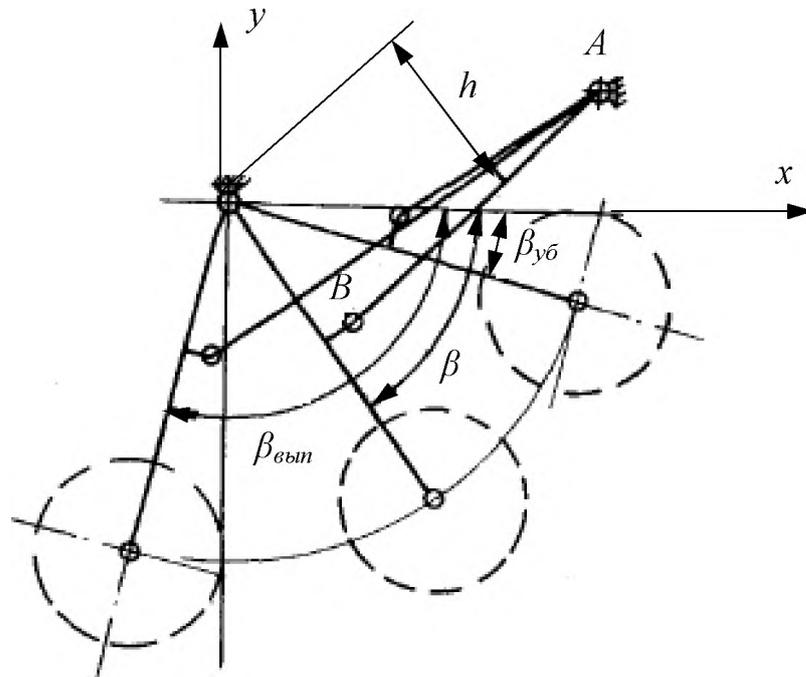


Рис. 7.34 План положений механизма уборки стойки [16].

Внутренний диаметр гидроцилиндра:

$$d_{внутр} = \sqrt{\frac{4F_n}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00166}{3,14}} = 0,046 \text{ м} = 46 \text{ мм} .$$

Расчетный внешний диаметр гидроцилиндра:

$$D_{вн} = \sqrt{\frac{4F_n}{\pi} + d_{внутр}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00166}{3,14} + 0,046^2} = 0,065 \text{ м} = 65 \text{ мм} .$$

Отсюда: $\delta_{ст} = \frac{D_{вн} - d_{внутр}}{2} = \frac{65 - 46}{2} = 9 \text{ мм} ,$

где: $D_{вн}$ – внешний диаметр гидроцилиндра;

$d_{внутр}$ – внутренний диаметр гидроцилиндра;

$\delta_{ст}$ – толщина стенки гидроцилиндра.

Действующие напряжения в гидроцилиндре:

$$\sigma = \frac{f \cdot P_x / \cos \alpha_1}{F_{\text{гц}}} = \frac{3,0 \cdot 15328,12 / 0,642}{0,001656} = 43,25 \text{ МПа},$$

$$F_{\text{гц}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{внеш}}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,065^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,046^2}{4} = 0,001656 \text{ м}^2,$$

где: $\alpha_1 = 50^0$ (смотри сборочный чертеж), $f = 3,0$ (коэффициент безопасности для силовых элементов гидравлической системы).

$$\text{Запас прочности стенок гидроцилиндра: } \eta = \frac{[\sigma_T]}{\sigma} = \frac{950}{43,25} = 21,9.$$

Запасы прочности стенок штока гидроцилиндра по сжимающим напряжениям и потере устойчивости:

$$\eta = \frac{[\sigma_T]}{\sigma} = \frac{950}{633,86} = 1,5, \quad \eta = \frac{\sigma_{\text{кр.м}}}{\sigma} = \frac{5850}{633,86} = 9,2,$$

где: σ - действующие напряжения; $\sigma_{\text{кр.м}}$ - критические напряжения местной потери устойчивости.

$$\sigma = \frac{f \cdot P_x / \cos \alpha_1}{F_{\text{шт.гц}}} = \frac{3,0 \cdot 15328,12 / 0,642}{0,000113} = 633,86 \text{ МПа},$$

$$F_{\text{шт.гц}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{шт.гц}}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{шт.гц}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,020^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} = 0,000113 \text{ м}^2,$$

$$\sigma_{\text{кр.м}} = \frac{k \cdot E}{D_{\text{шт.гц}} / \delta_{\text{шт.гц}}} = \frac{0,3 \cdot 195 \cdot 10^9}{10} = 5850 \text{ МПа},$$

где: $D_{\text{шт.гц}} / \delta_{\text{шт.гц}} = 10$; $D_{\text{шт.гц}} = 0,020 \text{ м}$; $d_{\text{шт.гц}} = 0,016 \text{ м}$ (с прототипа Ми-24В);

$k = 0,3$ по диаграмме [16];

$E = 195 \text{ ГПа}$ (модуль упругости сталь 12Х18Н10Т).

Запасы прочности стенок складывающегося подкоса по сжимающим напряжениям и потере устойчивости:

$$\eta = \frac{[\sigma_T]}{\sigma} = \frac{950}{633,86} = 1,5, \quad \eta = \frac{\sigma_{кр\ общ}}{\sigma} = \frac{5850}{633,86} = 9,2, \quad \eta = \frac{\sigma_{кр\ м}}{\sigma} = \frac{5850}{633,86} = 9,2$$

где: σ - действующие напряжения; $\sigma_{кр\ общ}$ - критические напряжения общей потери устойчивости; $\sigma_{кр\ м}$ - критические напряжения местной потери

устойчивости.

$$\sigma = \frac{f \cdot P_x / \cos \alpha_2}{F_{подк}} = \frac{1,2 \cdot 15328,12 / 0,965}{0,000185} = 103,03 \text{ МПа},$$

$$F_{подк} = \frac{\pi \cdot D_{подк}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{подк}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,060^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,058^2}{4} = 0,000185 \text{ м}^2,$$

где: $\alpha_2 = 15^\circ$ (смотри сборочный чертеж), $f = 1,2$ (коэффициент безопасности для силовых элементов шасси).

Общая потеря устойчивости подкоса:

$$\sigma_{кр\ общ} = c \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = 1,0 \frac{3,14^2 \cdot 210 \cdot 10^9}{1,42^2} = 5850 \text{ МПа},$$

где: $\lambda = \frac{l_2}{i_{\min}} = \frac{0,424}{0,298} = 1,42$; $E = 210 \text{ ГПа}$ (сталь 20Х13);

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{J_p}{F_{подк}}} = \sqrt{\frac{0,00000016}{0,000185}} = 0,298 \text{ м}.$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot D_{подк}^4}{32} (1 - \alpha^4) = \frac{3,14 \cdot 0,060^4}{32} (1 - 0,966^4) = 0,00000016 \text{ м}^4,$$

где: $\alpha = d_{подк} / D_{подк} = 0,966$; $l_2 = 424 \text{ мм}$ (смотри сборочный чертеж);

$D_{подк} = 0,060 \text{ м}$; $d_{подк} = 0,058 \text{ м}$ (с прототипа Ми-24В);

$c = 1,0$ (шарнирная заделка);

Местная потеря устойчивости подкоса:

$$\sigma_{кр\ м} = \frac{k \cdot E}{D_{подк} / \delta_{подк}} = \frac{0,3 \cdot 210 \cdot 10^9}{60} = 1750 \text{ МПа}$$

где: $D_{подк} / \delta_{подк} = 60$; $k = 0,3$ по диаграмме [16].

Потребная производительность насоса гидросистемы:

$$Q = \frac{F_n \cdot \delta_{\max}}{t} = \frac{0,00166 \cdot 0,32}{6} = 0,0000885 \text{ м}^3 / \text{с} = 5,312 \text{ л/ мин}$$

где: $t = 6 \text{ сек}$ (нормированное время уборки/выпуска шасси) .

Потребная мощность гидроподъемника механизма уборки/выпуска шасси:

$$W = P_{\max} \frac{\delta_{\max}}{t} = 3324,8 \cdot \frac{0,32}{6} = 177,32 \frac{\text{Нм}}{\text{сек}}$$

Расчет болтовых соединений агрегата

а) Расчет болтового соединения подкоса и цилиндра амортизатора в сечении Б-Б (смотри сборочный чертеж)

Внешним силовым фактором при расчете считается нагрузка на складывающийся подкос $P_n = f \cdot P_x / \cos \alpha_2 = 1,2 \cdot 15328,12 / 0,965 = 19060,87 \text{ Н}$. Для данного соединения характерным считаются виды разрушения, критическими параметрами в которых выступают:

- диаметр стыковочного болта;
- площадь сечения проушин подкоса в плоскости осей стыковочных отверстий;
- физико-механические характеристики материалов соединения, смотри таблицу 7.32.

Пределы прочности материалов болтового соединения

Таблица 7.32

Пределы прочности	Значения
$[\tau_{cp}]_{30XГСА} = \tau_b / 1,5$	440 МПа
$[\sigma_{см}]_{30XГСА} = 0,65\sigma_b$	1072 МПа
$[\sigma]_{30XГСА} = \sigma_T$	1400 МПа
$[\sigma_{см}]_{20X13} = 0,65\sigma_b$	421 МПа
$[\sigma]_{20X13} = \sigma_T$	442 МПа

Многоушковое болтовое соединение подкоса и цилиндра амортизатора типа ухо-вилка крепится при помощи одного болта и имеет две плоскости среза. Определяем диаметр болта для малоподвижного соединения.

Из условия работы болта на срез:

$$\tau = f_{\text{соед}} \frac{P_n}{n_{\text{ср}} F_{\text{ср}}} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где: $F_{\text{ср}}$ - площадь среза тела болта;

τ - касательные напряжения в теле болта от внешней нагрузки;

$[\tau_{\text{ср}}]$ - допускаемые напряжения среза материала болта, сталь 30ХГСА;

$n_{\text{ср}}$ - число плоскостей среза болта, $n_{\text{ср}} = 2$;

$f_{\text{соед}}$ - коэффициент безопасности для соединений, $f_{\text{соед}} = 1,15$.

Отсюда потребная площадь сечения тела болта:

$$F_{\text{ср}} = \frac{f_{\text{соед}} \cdot P_n}{n_{\text{ср}} [\tau_{\text{ср}}]} = \frac{1,15 \cdot 19060,87}{2 \cdot 440 \cdot 10^6} = 0,0249 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Потребная величина диаметра болта:

$$d_{\sigma} = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0249 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,005632 \text{ м} = 5,63 \text{ мм}$$

Вычисленное значение диаметра болта округляем до стандартного (по сортаменту [20]) увеличивая из конструктивных соображений: $d_{\sigma} = 10 \text{ мм}$.

$$\text{Отсюда: } \tau = 1,15 \frac{19060,87}{2 \cdot 0,0313 \cdot 10^{-3}} = 350 \text{ МПа},$$

$$\text{Запас прочности: } \eta = \frac{[\tau_{\text{ср}}]}{\tau} = \frac{440}{350} = 1,25.$$

Из условия работы проушины уха корпуса амортизатора на смятие определяем ее толщину:

$$t = \frac{f_{соед} \cdot P_n}{n_{np} d_{\sigma} \kappa_{см} [\sigma_{см}]} = \frac{1,15 \cdot 19060,87}{2 \cdot 0,010 \cdot 1,0 \cdot 1072 \cdot 10^6} = 1,02 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,02 \text{ мм}$$

где: t - потребная толщина проушины уха;

n_{np} - число проушин в стыкуемом элементе, $n_{np} = 2$;

$\kappa_{см}$ - коэффициент напряжений смятия (зависит от относительных размеров проушины H/d);

$[\sigma_{см}]$ - допускаемые напряжения смятия материала уха корпуса амортизатора, сталь 30ХГСНА (малоподвижное соединение).

Задаемся из прототипа (узел крепления стойки Ми-8МТВ):

$$H/d = 1,3 \text{ и } H = 1,25d \text{ и } D/t = 6,5 .$$

Отсюда из графика $\kappa_{см} = f(H/d, D/t)$ находим: $\kappa_{см} = 1,0$.

Принимаем из конструктивных соображений $t = 4 \text{ мм}$.

Из условия разрыва по поперечному сечению проушины уха определяем ширину ее перемычки:

$$b = \frac{f_{соед} \cdot P_n}{2n_{np} k_{\varphi} k_{p1} t [\sigma]} = \frac{1,15 \cdot 19060,87}{2 \cdot 2,0 \cdot 0,91 \cdot 0,76 \cdot 0,004 \cdot 1400 \cdot 10^6} = 1,41 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,41 \text{ мм}$$

где: b - потребная ширина перемычки проушины;

$$k_{p1}, k_{\varphi} - \text{коэффициенты, где } k_{p1} = 1,02 - 0,1 \frac{D}{d} = 1,02 - 0,1 \cdot 2,6 = 0,76 .$$

$D/d = 2,6$ (прототип). Тип проушины - прямая. $k_{\varphi} = 0,91$ ($\varphi = 15^{\circ}$) см. [20] .

$[\sigma] = \sigma_T = 1400 \text{ МПа}$ (сталь 30ХГСНА) см. таблицу 4.1

Принимаем из конструктивных соображений $b = 7 \text{ мм}$.

$$\text{Отсюда: } \sigma = 1,15 \frac{19060,87}{2 \cdot 2,0 \cdot 0,91 \cdot 0,76 \cdot 0,004 \cdot 0,007} = 283 \text{ МПа} ,$$

$$\text{Запас прочности: } \eta = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{1400}{283} = 4,9 .$$

Аналогично определяем размеры проушин вилки подкоса

$$t = \frac{f_{\text{соед}} \cdot P_n}{n_{\text{пр}} d_{\sigma} \kappa_{\text{см}} [\sigma_{\text{см}}]} = \frac{1,15 \cdot 19060,87}{2 \cdot 0,010 \cdot 1,1 \cdot 421 \cdot 10^6} = 2,36 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 2,36 \text{ мм}$$

где: t - потребная толщина проушины уха подкоса;

$n_{\text{пр}}$ - число проушин подкоса, $n_{\text{пр}} = 2$;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемые напряжения смятия материала уха вилки подкоса, сталь 20Х13 (малоподвижное соединение).

Задаемся из прототипа (узел крепления стойки Ми-8МТВ):

$$H/d = 1,25 \text{ и } H = 1,25d \text{ и } D/t = 2.$$

Отсюда из графика $\kappa_{\text{см}} = f(H/d, D/t)$ находим: $\kappa_{\text{см}} = 1,1$.

Принимаем с округлением в сторону увеличения $t = 3 \text{ мм}$.

Из условия разрыва по поперечному сечению проушины уха вилки определяем ширину ее перемычки:

$$b = \frac{f_{\text{соед}} \cdot P_n}{2n_{\text{пр}} k_{\varphi} k_{p1} t [\sigma]} = \frac{1,15 \cdot 19060,87}{2 \cdot 2,0 \cdot 1,0 \cdot 0,76 \cdot 0,003 \cdot 442 \cdot 10^6} = 5,43 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 5,43 \text{ мм}$$

где: b - потребная ширина перемычки проушины;

$$k_{p1}, k_{\varphi} - \text{коэффициенты, где } k_{p1} = 1,02 - 0,1 \frac{D}{d} = 1,02 - 0,1 \cdot 2,6 = 0,76.$$

$D/d = 2,6$ (прототип). Тип проушины - прямая. $k_{\varphi} = 1,0$ ($\varphi = 0^{\circ}$) см. [4].

$[\sigma] = \sigma_T = 442 \text{ МПа}$ (сталь 20Х13) см. таблицу 7.32

Принимаем с округлением в сторону увеличения $b = 6 \text{ мм}$.

$$\text{Отсюда: } \sigma = 1,15 \frac{19060,87}{2 \cdot 2,0 \cdot 0,91 \cdot 0,76 \cdot 0,004 \cdot 0,006} = 300 \text{ МПа},$$

$$\text{Запас прочности: } \eta = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{442}{300} = 1,47.$$

Вывод: прочность болтового соединения подкоса и цилиндра амортизатора в сечении Б-Б соблюдается.

б) Расчет болтового крепления гидроцилиндра передней стойки к шпангоуту №5 носовой части фюзеляжа (смотри сборочный чертеж)

Внешним силовым фактором при расчете считается нагрузка на гидроцилиндр $P_{зц} = f \cdot P_x / \cos \alpha_1 = 1,2 \cdot 15328,12 / 0,642 = 28650,69 \text{ Н}$. Для данного соединения характерным считаются виды разрушения, критическими параметрами в которых выступают:

- диаметр стыковочного болта;
- площадь сечения проушин подкоса в плоскости осей стыковочных отверстий;
- физико-механические характеристики материалов соединения, смотри таблицу 7.33.

Пределы прочности материалов болтового соединения

Таблица 7.33

Пределы прочности	Значения
$[\tau_{cp}]_{30ХГСА} = \tau_B / 1,5$	440 МПа
$[\sigma_{см}]_{30ХГСА} = 0,65\sigma_B$	715 МПа
$[\sigma]_{30ХГСА} = \sigma_T$	850 МПа
$[\sigma_{см}]_{12Х18Н10Т} = 0,65\sigma_B$	943 МПа
$[\sigma]_{12Х18Н10Т} = \sigma_T$	950 МПа

Одношковое болтовое соединение гидроцилиндра и переходника кронштейна типа ухо-вилка крепится при помощи одного болта и имеет две плоскости среза.

Определяем диаметр болта для неподвижного соединения. Потребная площадь сечения тела болта:

$$F_{cp} = \frac{f_o \cdot P_{зц}}{n_{cp} [\tau_{cp}]} = \frac{2,5 \cdot 28650,69}{2 \cdot 440 \cdot 10^6} = 0,0814 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

где: $f_o = 2,5$ - коэффициент безопасности для узлов крепления шасси [16].

Потребная величина диаметра болта:

$$d_{\sigma} = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0814 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,010 \text{ м} = 10 \text{ мм}$$

Вычисленное значение диаметра болта округляем до стандартного (по сортаменту [20]): $d_{\sigma} = 10 \text{ мм}$.

$$\text{Отсюда: } \tau = 1,15 \frac{28650,69}{2 \cdot 0,0785 \cdot 10^{-3}} = 210 \text{ МПа},$$

$$\text{Запас прочности: } \eta = \frac{[\tau_{cp}]}{\tau} = \frac{440}{210} = 2,1.$$

Далее из условия работы проушины уха кронштейна крепления гидроцилиндра из стали 30ХГСА на смятие определяем ее толщину при диаметре болта $d_{\sigma} = 10 \text{ мм}$:

$$t = \frac{f_{соед} \cdot P_{зц}}{n_{np} d_{\sigma} k_{см} [\sigma_{см}]} = \frac{1,15 \cdot 28650,69}{1 \cdot 0,010 \cdot 1,0 \cdot 715 \cdot 10^6} = 4,61 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4,61 \text{ мм}$$

где: t - потребная толщина проушины уха;

n_{np} - число проушин в стыкуемом элементе, $n_{np} = 1$; $k_{см} = 1,0$.

Принимаем толщину проушину уха $t = 5 \text{ мм}$.

Аналогично определяем толщину проушин вилки переходника гидроцилиндра из стали 12Х18Н10Т при диаметре болта $d_{\sigma} = 10 \text{ мм}$:

$$t = \frac{f_{соед} \cdot P_{зц}}{n_{np} d_{\sigma} k_{см} [\sigma_{см}]} = \frac{1,15 \cdot 28650,69}{2 \cdot 0,010 \cdot 1,0 \cdot 943 \cdot 10^6} = 1,75 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,75 \text{ мм}$$

где: t - потребная толщина проушины уха;

n_{np} - число проушин в стыкуемом элементе, $n_{np} = 2$; $k_{см} = 1,1$.

Принимаем из конструктивных соображений $t = 3 \text{ мм}$.

Из условия разрыва по поперечному сечению проушины уха кронштейна крепления гидроцилиндра стойки определяем ширину ее перемычки:

$$b = \frac{f_{соед} \cdot P_n}{2n_{np} k_{\phi} k_{p1} t [\sigma]} = \frac{1,15 \cdot 28650,69}{2 \cdot 1,0 \cdot 0,91 \cdot 0,76 \cdot 0,005 \cdot 850 \cdot 10^6} = 5,6 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 5,6 \text{ мм}$$

где: b - потребная ширина перемычки проушины;

$$k_{p1} = 1,02 - 0,1 \frac{D}{d} = 1,02 - 0,1 \cdot 2,6 = 0,76 .$$

$D/d = 2,6$ (прототип). Тип проушины - прямая. $k_{\varphi} = 0,91$ ($\varphi = 15^{\circ}$) см. [20] .

Принимаем с округлением в сторону увеличения $b = 6$ мм.

$$\text{Отсюда: } \sigma = 1,15 \frac{28650,69}{2 \cdot 1,0 \cdot 0,91 \cdot 0,76 \cdot 0,005 \cdot 0,006} = 794 \text{ МПа} ,$$

$$\text{Запас прочности: } \eta = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{850}{794} = 1,07 .$$

Вывод: прочность болтового крепления гидроцилиндра передней стойки к шпангоуту №5 носовой части фюзеляжа соблюдается.

в) Расчет болтового крепления складывающегося подкоса передней стойки к шпангоуту №5 носовой части фюзеляжа (смотри сборочный чертеж)

Внешними силовыми факторами при расчете считаются нагрузки на узел крепления носовой стойки шасси вертолета в выпущенном положении при условии, что система складывающегося подкоса будет работать при установке на замок выпущенного положения как жесткая рама:

$$P_{кр1} = f \cdot P_x / \cos \alpha_2 = 1,2 \cdot 15328,12 / 0,965 = 19060,87 \text{ Н} ,$$

$$P_{кр2} = f \cdot P_y \cdot \cos \alpha_3 = 1,2 \cdot 61312,5 \cdot 0,258 = 18982,35 \text{ Н}$$

где: $\alpha_3 = 75^{\circ}$ (смотри сборочный чертеж),

$$\text{Отсюда: } P_{кр} = \sqrt{P_{кр1}^2 + P_{кр2}^2} = \sqrt{19060,87^2 + 18982,35^2} = 26900,67 \text{ Н}$$

Определяем диаметр болта для малоподвижного соединения из условия работы болта на срез. Отсюда потребная площадь сечения тела болта:

$$F_{cp} = \frac{f_0 \cdot P_{кр}}{n_{cp} [\tau_{cp}]} = \frac{3,5 \cdot 26900,67}{1 \cdot 500 \cdot 10^6} = 0,01345 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

где: $[\tau_{cp}] = \tau_6 / 1,5 = 500$ МПа - допускаемые напряжения среза материала болта, титановый сплав ВТ16; $f_0 = 2,5$.

Потребная величина диаметра болта:

$$d_{\sigma} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,01345 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,01308 \text{ м} = 13,1 \text{ мм}$$

Вычисленное значение диаметра болта округляем до стандартного (по сортаменту [20]) увеличивая из конструктивных соображений: $d_{\sigma} = 22 \text{ мм}$.

$$\text{Отсюда: } \tau = 3,5 \frac{26900,67}{1 \cdot 0,00038} = 248 \text{ МПа} ,$$

$$\text{Запас прочности: } \eta = \frac{[\tau_{cp}]}{\tau} = \frac{500}{248} = 2,01.$$

Вывод: прочность болтового крепления складывающегося подкоса передней стойки к шпангоуту №5 носовой части фюзеляжа соблюдается.

Вывод:

Можно сказать, что передняя стойка шасси вертолета получилась относительно легкой, общая масса составляет 90,38 кг. Потребная мощность гидроподъемника механизма уборки/выпуска шасси составила 177,32 Нм/сек. Расчет на прочность показывает, что прочность стойки соблюдается при всех основных случаях нагружения передней стойки по НЛГВ-2 с предельной перегрузкой $n_{np} = 2,5$ и коэффициентом безопасности $f = 1,2$. Это гарантирует безопасность технической эксплуатации вертолета особенно на грунтовых аэродромах и хороший ресурс всей конструкции передней стойки шасси среднего многоцелевого вертолета взлетной массой 11500 кг.

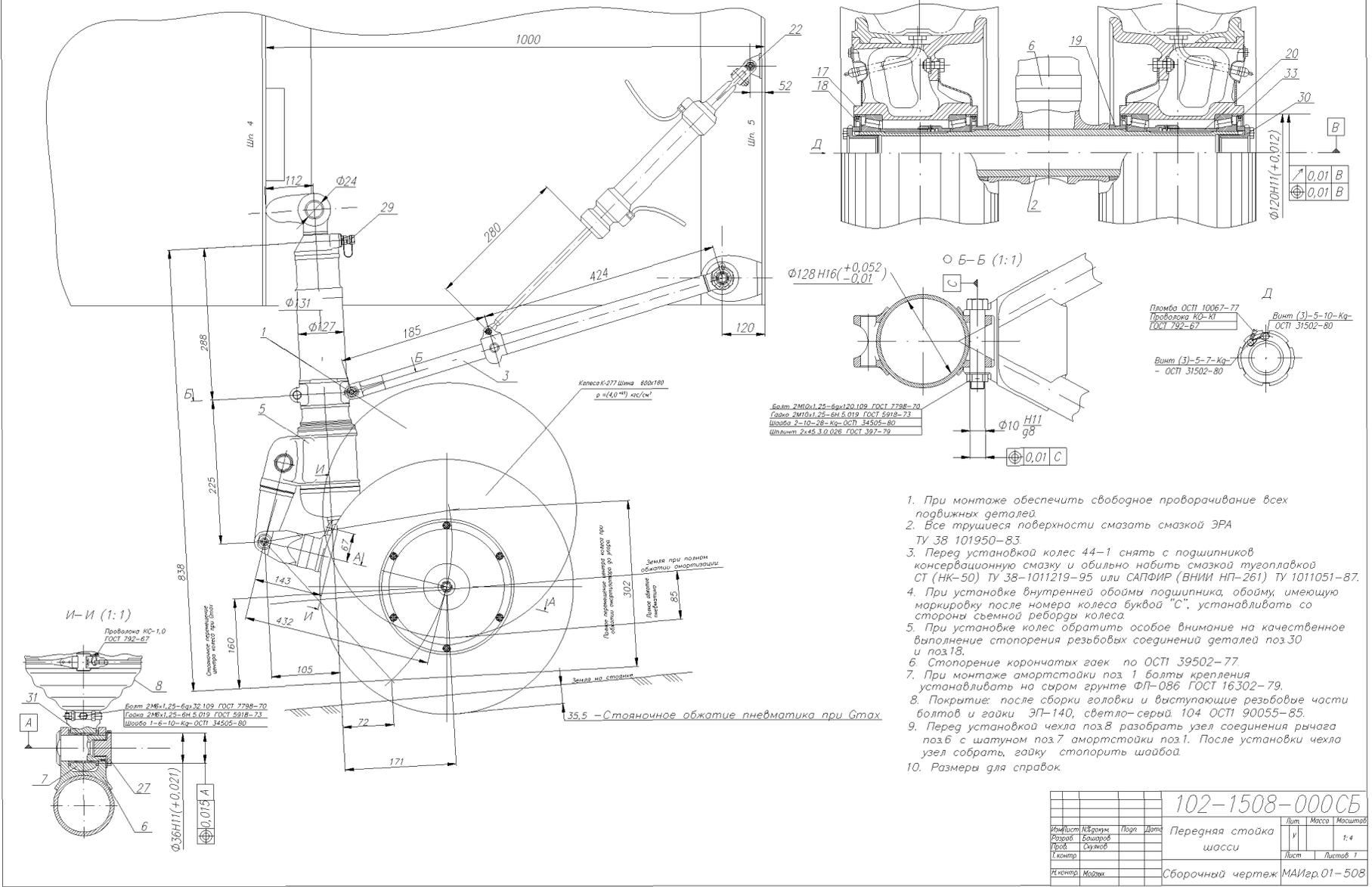


Рис. 7.35 Сборочный чертеж убирающейся передней стойки шасси вертолета.

				102-1508-000СБ		
Исполн	Контроль	Дата	Передняя стойка шасси	Лист	Масштаб	
Листов	Всего			1	1:4	
Проб	Судит			Лист	Листов 1	
Т.контр						
Исполн	Модель		Сборочный чертеж	МАИ/гр.01-508		

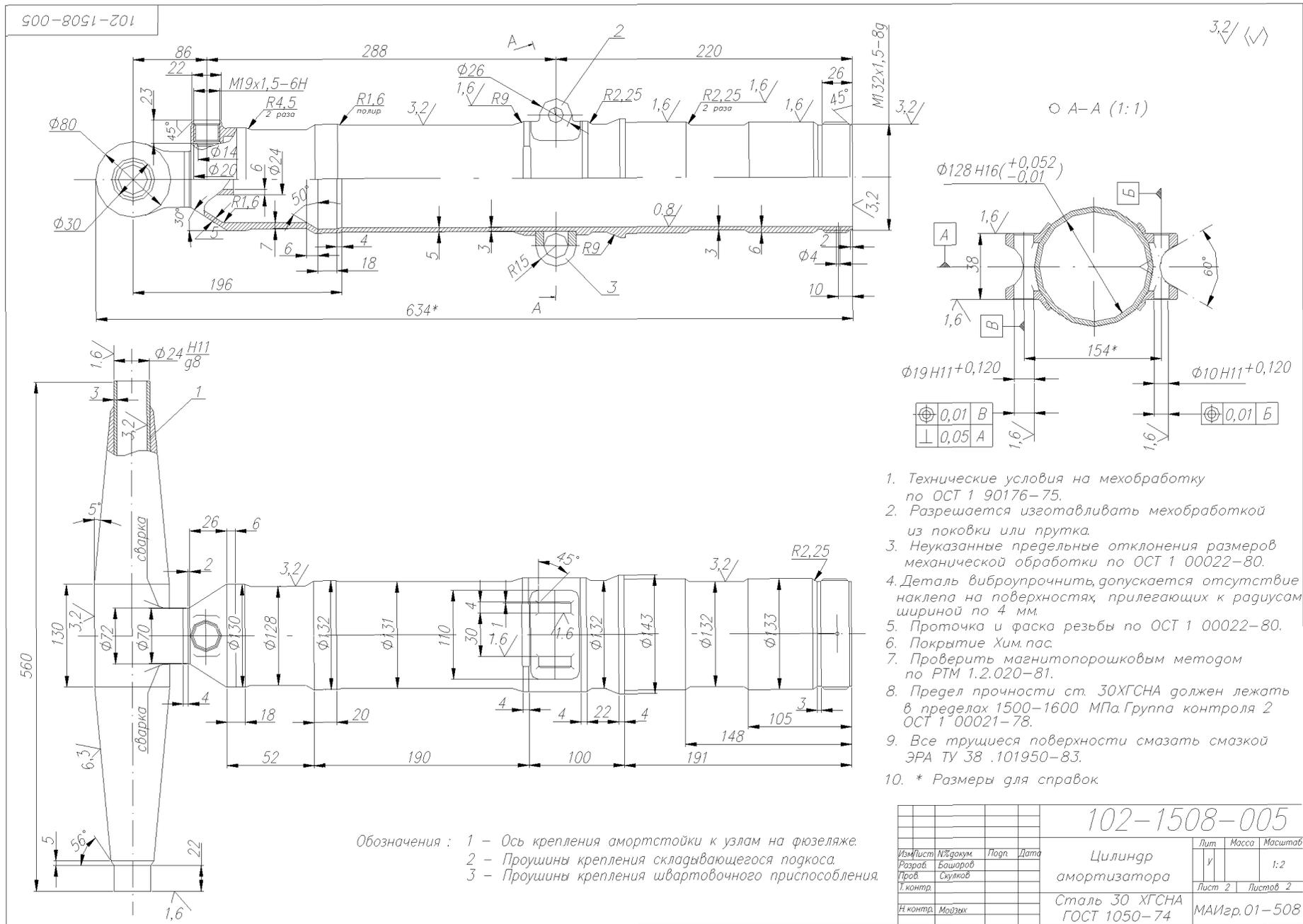


Рис. 7.36 Чертеж детали - цилиндра амортизатора.

Формат	Зона	Позиция	Обозначение	Наименование	Кол.	Прим.		
				<u>Документация</u>				
A1			102-1508-000СБ	Сборочный чертеж	1			
A3			102-1508-005	Чертеж цилиндра амортизатора	1			
A4			102-1508-000	Спецификация	1			
				<u>Сборочные единицы и детали</u>				
		1	102-1508 - 010	Колесо К-277	2			
		32	102-1508 - 020	Гидроцилиндр уборки и выпуска стойки	1			
		2	102-1508 - 001	Ось колеса	1			
		3	102-1508 - 002	Подкос складывающийся	1			
		4	102-1508 - 003	Шлиц-шарнир	1			
		5	102-1508 - 004	Шток амортизатора	1			
		6	102-1508 - 005	Цилиндр амортизатора	1			
		7	102-1508 - 006	Ось рычага	1			
		8	102-1508 - 007	Защитный чехол	1			
		9	102-1508 - 008	Рычаг	1			
		17	102-1508 - 009	Крышка	2			
		18	102-1508 - 010	Стопорная крышка	2			
		20	102-1508 - 011	Распорная втулка	2			
		22	102-1508 - 012	Кронштейн крепления	2			
				102-1508-000				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Разраб.					Передняя стойка шасси	Лит.	Лист.	Листов.
Пров						y	1	2
Реценз.						МАИ, Каф.102		
Н. Контр.								
Утв.								

<i>Формат</i>	<i>Зона</i>	<i>Позиция</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Наименование</i>	<i>Кол.</i>	<i>Прим.</i>
		24	102-1508 - 013	<i>Ось стойки</i>	1	
		25	102-1508 - 014	<i>Кожух</i>	1	
		26	102-1508 - 015	<i>Уплотнительное кольцо</i>	1	
		27	102-1508 - 016	<i>Перепускной клапан</i>	1	
		28	102-1508 - 017	<i>Стакан пеногасителя</i>	1	
		29	102-1508 - 018	<i>Зарядный клапан</i>	1	
		30	102-1508 - 019	<i>Буксы</i>	2	
		31	102-1508 - 020	<i>Стопорная шайба</i>	1	
		32	102-1508 - 020	<i>Плунжер</i>	1	
				<u><i>Стандартные изделия</i></u>		
		33		<i>Подшипник 981456ЮУ2 ГОСТ 18654-82</i>	4	
				<i>Винт А.М8-6gx12.48 ГОСТ 17475-80</i>	6	
				<i>Винт А.М6-6gx10 ГОСТ 17473-80</i>	6	
				<i>Шайба ОСТ-1-31521-80</i>	2	
				<i>Винт 5-20-Ц ОСТ-1-31521-80</i>	4	
				<i>Болт М22x1,5-6g ОСТ 92-0749-72</i>	2	
				<i>Гайка М22 ОСТ17359- 89</i>	2	
				<i>Болт 2М10x1,25-6g ГОСТ 7798-70</i>	4	
				<i>Гайка 2М10 x1,25-6Н ГОСТ 5918- 73</i>	4	
						<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	102-1508-000	
					2	

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Александров В.Г., Базанов Б.И.* Справочник по авиационным материалам и технологии их применения. М.: Транспорт, 1979. – 263 С.
2. *Айрапетян Л.Х., Заика В.Д., Елецкая Л.Д.* Справочник по клеям. Л.: Химия, 1980. – 304 С.
3. *Бабушкин А.И.* Методы сборки самолетных конструкций. - М.: Машиностроение, 1985. – 224 С.
4. *Башаров Е.А., Дудченко А.А.* Конструирование агрегатов вертолетов из полимерных композиционных материалов (учебн. пособие МАИ). –2014.–268С.
5. *Башаров Е.А.* Особенности проектирования легких вертолетов (методическое пособие МАИ). - 2016. – 473 С.
6. *Богданов Ю.С. , Михеев Р.А., Скулков Д.Д.* Конструкция вертолетов М.: Транспорт, 1990. – 270 С.
7. *Бойцов В.В., Ганиханов Ш.Ф., Крысий В.Н.* Сборка агрегатов самолета. - М.: Машиностроение, 1983. – 342 С.
8. *Братухин И.П.* Проектирование и конструкции вертолетов. М.: Оборонгиз, - 1955. – 360 С.
9. *Волошин Ф.А., Попов Ю.И.* Конструирование заклепочных и болтовых соединений: учебное пособие. - М.: Изд. МАИ, 1983. – 65 С.
10. *Григорьев В.П.* Сборка клепаных агрегатов самолетов и вертолетов. - М.: Машиностроение, 1976. – 234 С.
11. *Григорьев В.П.* Взаимозаменяемость агрегатов в самолетостроении. - М.: Машиностроение, 1969. – 286 С.
12. *Григорьев В.П., Ганиханов Ш.Ф.* Приспособления для сборки узлов и агрегатов самолетов и вертолетов. -М.: Машиностроение, 1977. – 320 С.
13. *Гиммельфарб А.Л.* Основы конструирования в самолетостроении. - М.: Машиностроение, 1980. – 356 С.
14. *Далин В.Н., Завалов О.А., Козачук А.Д.* Конструирование каркаса вертолета: метод. указания к лаб. работам. – М.: Изд. МАИ. 1989. – 44 С.

15. *Далин В.Н., Михеев С.В.* Конструкция вертолетов (учебник) –М.: Изд. МАИ, 2001. – 352 С.
16. *Далин В.Н., Завалов О.А.* Конструирование шасси вертолётa: метод. указания к лаб.- практическим работам. – М.: Изд. МАИ. 1987. – 32 С.
17. *Дудченко А.А., Елпатьевский А.Н., Хворостянский А.И.* Учебное пособие по проектированию и расчету тонкостенных конструкций из композиционных материалов. - М.: Изд. МАИ, 1987. – 43 С.
18. *Дудник В.В.* Конструкция вертолетов. - Ростов н/Д.: Изд. дом ИУИ АП, 2005. – 158 С.
19. *Ендогур А.И.* Проектирование авиаконструкций, деталей и узлов. М.: Изд. МАИ-ПРИНТ, 2009. – 540 С.
20. *Завалов О.А.* Конструкция вертолетов. / под ред. чл.-корр. РАН, проф. С.В. Михеева.– М: Изд. МАИ ,2004. – 316 С.
21. *Завалов О.А.* Конструкция несущих и рулевых винтов вертолетов. 2001. (уч. пособие МАИ к курсовому и дипломному проектированию) - 2001. – 72 С.
22. *Завалов О.А., Далин В.Н. и др.* Агрегаты планера вертолётa (методические указания к курсовому проекту) — М: Издательство МАИ ,1991.– 44 С.
23. *Завалов О.А., Сохань О.Н., Скулков Д.Д. и др.* Агрегаты несущей и рулевой систем вертолётa (методические указания к курсовому проекту) — М: Издательство МАИ ,1993.– 76 С.
24. *Завалов О.А., Зайцев И.М., Кондрашов В.З. и др.* Узлы и детали вертолета (методические указания к курсовому проекту) – М: Изд. МАИ ,1991. – 68 С.
25. *Зенкин А.С.* Допуски и посадки в машиностроении, _справочник. К.: "Техника" 1984. – 312 С.
26. *Кан С.Н., Свердлов И.А.* Расчет самолета на прочность. 1966. – 518 С.
27. *Крысий В.Н., Крысин М.В.* Технологические процессы формирования, намотки и склеивания конструкций. - М.: Машиностроение, 1989. – 245 С.
28. Композиционные материалы: Справочник / *под ред. Д.М. Карпиноса.* - Киев: Наукова думка, 1985. – 368 С.

29. *Лизин В.Т., Пяткин В.А.* Проектирование тонкостенных конструкций. - М.: Машиностроение, 1985. – 285 С.
30. Механические передачи вертолетов. / *под ред. В.Н. Кестельмана.*– М: Машиностроение ,1983.– 119 С.
31. *Михеев С.В.* Прикладная механика в вертолетостроении. – М: Изд. Альтекс, 2003. –264 с.
32. *Михеев Р.А.* Прочность вертолетов.– М: Машиностроение,1984.–280 С.
33. *Миртов К.Д. (ред)* Конструкция и прочность самолетов и вертолетов.– М: Машиностроение, - 1972. –440 С.
34. Нормы летной годности гражданских вертолетов. - М.: МГА, 1971. –280 С.
35. Основы проектирования и изготовления конструкций летательных аппаратов из композиционных материалов / *В.В. Васильев, А.А. Добряков, А.А. Дудченко и др.* – М.: Изд. МАИ, 1985. – 218 с.
36. Проектирование самолетных конструкций / *Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М.* - М.: Машиностроение, 1987. –280 С.
37. *Попов Ю.И., Резниченко В.И.* Проектирование и изготовление узлов и деталей планера самолета из композиционных материалов (учебное пособие к курсовому проектированию) – М: Изд. МАИ ,1994. –68 С.
38. *Резниченко В.И.* Изготовление лопастей вертолетов из неметаллических материалов (учебное пособие) – М: Изд. МАИ ,1977. –63 С.
39. *Сохань О.Н., Скулков Д.Д.* Втулки и лопасти несущих и рулевых винтов вертолетов (методическое пособие) – М: Изд. МАИ ,1985. –28 С.
40. *Слюсарь Б.Н., Флек М.Б., Гольдберг Е.С.* Технология Вертолетостроения: конструкции из ПКМ. – Ростов н/Д: Изд. ЮНЦ РАН ,2013. –228 С.
41. Строение и свойства авиационных материалов: Справочник // *Под ред. А.Ф. Белова.* - М.: Металлургия, 1989. –154 С.
42. Технология выполнения высокоресурсных соединений в конструкциях самолетов: Учеб. пособие / *Под ред. А.И. Яркоца.* - М.: МАИ, 1985. –132 С.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ



Башаров Евгений Анатольевич, доцент кафедры 102 «Проектирование вертолетов» Московского авиационного института (национального исследовательского университета), к.т.н.

Основные научные интересы – в области проектирования легких вертолетов и конструкций несущих систем вертолетов из полимерных композиционных материалов (ПКМ). Автор более 10 научных работ и статей.

Телефон 8-906-7364310; e-mail: e.basharov@yandex.ru.

Basharov Evgeny Anatolyevich, associate professor 102 "Helicopter Design" Chair of the Moscow Aviation Institute (National Research University), Cand.Sc. (Engineering).

The main area of expertise - design of light helicopters and structural rotor components for helicopters from polymeric composite materials (PCM). The author more than 10 scientific papers and articles.

Phone 8-906-7364310; e-mail: e.basharov@yandex.ru.