МИНИСТЕРСТВО
ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ
ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
имени СЕРГО ОРДЖОНИКИДЗЕ

Ф.П. КУРОЧКИН

КОНСТРУИРОВАНИЕ ВИНТОВ, СИЛОВЫХ УСТАНОВОК И ПРИВОДОВ ВЕРТОЛЕТА

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальности "Вертолетостроение"

МОСКВА 1980

УДК 629.735.45.035.62.02(075.8)

Учебное пособие посвящено конструированию ряда основных агрегатов вертолета: несущего, маршевого и рулевых винтов, силовой установки и привода.

В работе дается методика конструирования и расчета этих агрегатов, приводятся формулы и графики, позволяющие с достаточной точностью определять необходимые расчетные величины на уровне эскизного проектирования.

Это учебное пособие может быть полезным не только для студентов вертолетной специальности, но и для студентов других специальностей, интересующихся вопросами вертолетостроения.

© Московский авиационный институт, 1980 г.

А184(075)
К935

ПРЕДИСЛОВИЕ

Выход настоящего учебного пособия совпадает с 50-летием МАИ. Автор был одним из студентов первого набора, и поэтому он посвящает свой труд этой дате.

Развитие вертолетостроения за последние годы характеризуется значительным увеличением количества выпускаемых вертолетов в связи с появлением новых областей их использования. Вертолет из подсобного летательного аппарата стал одним из основных. Он применяется во всех областях народного хозяйства, что требует совершенствования его конструкции и летно-тактических характеристик. Следовательно, необходимо совершенствовать основные агрегаты вертолета.

В данном учебном пособии излагается основное содержание лекций, читаемых автором на кафедре вертолетостроения МАИ.

В работе рассматривается конструирование ряда агрегатов вертолета: подъемных, маршевых и рулевых винтов, силовой установки и привода.

Вопросы, составляющие содержание основных глав, рассматриваются в объеме, необходимом для эскизного проектирования. В работе приводятся формулы и графики, позволяющие с достаточной для эскизного проектирования точностью определять необходимые расчетные величины.

При написании гл. Ш частично использованы материалы, любезно предоставленные автору старшим преподавателем кафедры вертолетостроения О.Н. Сохань, за что автор приносит ему свою благодарность.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A – кинетическая энергия;
a – скорость звука, равная 340 м/с;
b – хорда;
$b_{0,7}$ – хорда профиля лопасти на радиусе $\bar{r} = 0,7$;
C – толщина профиля;
$\bar{C}$ – относительная толщина профиля, равная c/b;
C_e – удельный расход топлива, кг/(кВт·ч);
C_r – удельный расход топлива, кг/(даН·ч);
D – диаметр несущего винта или вентилятора;
F – площадь, ометаемая винтом, равная $\frac{\pi D^2}{4}$;
m – масса летательного аппарата, кг;
H – высота полета;
M – число Маха полета ($M = \frac{V}{a}$);
M_0 – среднее по азимуту число Маха в концевом сечении лопасти, $M_0 = \frac{\omega R}{a}$;
$M_{кр}$ – критическое число М;
$m_д$ – коэффициент двухконтурности ТДРД;
$m_к$ – коэффициент мощности винта;
$N_в$ – мощность, необходимая для вращения винта, кВт;
$N_{дв}$ – мощность двигателя. кВт;
p – давление* на площадь, ометаемую винтом или вентилятором, равное G/F, даН/м^2;
q – скоростной напор потока или нагрузка, приходящаяся на единицу мощности;
R – максимальный радиус лопасти;
r – текущий радиус лопасти;
$\bar{r}$ – относительный радиус лопасти, равный r/R;
T – сила тяги движителя, даН;
t – коэффициент тяги несущего винта, $t = \frac{2T}{\rho б \pi R^2 (\omega R)^2}$;
t_y, t_x – соответственно коэффициенты подъемной силы и пропульсивной силы и пропульсивной тяги несущего винта;
$t_п$ – время продолжительности полета, ч;
V – скорость полета аппарата (относительно воздуха), м/с;
$\bar{V}$ – относительная скорость, равная $V/\omega R$;
$x_д$ – расстояние центра давления от передней кромки;

* Используемая автором единица давления "деканьютон на квадратный метр" соответствует 9,81 Па.

$\bar{x}_д$ – безразмерная координата центра давления, равная $x_д/b$;
$y_к$ – величина прогиба конца лопасти;
z – число лопастей;
η – коэффициент полезного действия (КПД);
η_0 – относительный КПД винта на режиме висения;
λ – коэффициент гидравлических потерь;
μ – тяговооруженность, характеристика режима работы винта;
ξ – коэффициент потерь мощности СУ или коэффициент местных потерь агрегата;
ρ_H – плотность воздуха на высоте H;
$б_{0,7}$ – коэффициент заполнения винта на характерном радиусе, равный $z b_{0,7}/\pi R$;
$\varphi_{0,7}$ – угол установки лопастей на $\bar{r} = 0,7$;
ω – угловая скорость, рад/с;
ωR – окружная скорость конца лопасти, м/с.

СОКРАЩЕНИЯ

ВНВ – втулка несущего винта;
ГР – главный редуктор;
ГТД – газотурбинный двигатель;
ТРД – турбореактивный двигатель;
ДТРД – двухконтурный ТРД;
ЛНВ – лопасть несущего винта:
НВ – несущий винт;
ПР – промежуточный редуктор;
ТВД – турбовинтовой двигатель;
ТС – топливная система;
СМП – система маслопитания;
СО – система охлаждения;
СНГ – система нейтрального газа;
СПТ – система пожаротушения;
ХВ – хвостовой винт;
ХР – хвостовой редуктор;
СУ – силовая установка;
ЭУ – энергоустановка;
НЛГ – нормы летной годности;
ГШ – горизонтальный шарнир;
ВШ – вертикальный шарнир;
ОШ – осевой шарнир.

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1. Основные понятия

Силовая установка вертолета представляет собой совокупность несущих, хвостовых и маршевых винтов, двигателей и приводов с обеспечивающими их надежную работу на всех режимах движения агрегатами, узлами и деталями конструкции аппарата. Она предназначена для создания силы тяги.

Обычно при проектировании вертолета несущий, хвостовой и маршевые винты и приводы к ним выделяются из системы силовой установки в самостоятельные агрегаты из-за сложности их расчета и конструирования. Двигатель, в котором происходит превращение тепловой энергии топлива в механическую, вместе с обеспечивающими его надежную работу системами, агрегатами, узлами и деталями несправедливо называют силовой установкой. В действительности же он не создает никакой силы тяги, за исключением остаточной тяги выхлопа.

В данной работе мы тоже под силовой установкой будем понимать только двигатель и обеспечивающие его работу системы и агрегаты. Таким образом, предметом нашего рассмотрения будет конструирование агрегатов силовой установки вертолета, воздушных винтов и привода.

Конструирование детали, узла или агрегата - это процесс выбора основных конструктивных параметров и разработки их конструкции с учетом требований прочности, технологии, эксплуатации, эстетики и экономики производства.

Качество вертолета зависит, разумеется, от качества деталей, узлов и агрегатов, из которых он состоит. Поэтому при их разработке необходимо учитывать как общие, так и частные требования, уделяя серьезное внимание требованию минимальной массы, помня большую чувствительность весовой отдачи вертолета к массе его конструкции.

Требование минимальной массы конструкции может быть удовлетворено при правильном выборе марки материала, конструктивно-силовой схемы, рациональном расположении материала в сечениях деталей, высоких допустимых напряжениях при обеспечении необходимых запасов прочности и ресурса.

В процессе конструирования приходится принимать различные компромиссные решения, так как оптимально выполнить все предъявляемые требования не представляется возможным. Конструктор должен из всех возможных решений

выбрать то, которое наиболее полно отвечает выполнению поставленной задачи.

2. Предъявляемые требования

Требования к несущим винтам, силовым установкам и приводам могут быть сведены в несколько групп:

А. Аэродинамические:

высокий КПД;

хорошие авторотирующие свойства;

отсутствие срыва потока с лопастей;

отсутствие скоростей, больших $M_{кр}$, на концах лопастей;

минимальный шарнирный момент (в ОШ);

отсутствие флаттера лопастей;

минимальное вредное сопротивление втулок и мотогондол.

Б. Конструктивные:

простота конструкции;

простота сборки и разборки;

минимальная масса;

сохранение формы

В. Прочностные:

удовлетворение нормам прочности;

достаточная жесткость;

высокая динамическая прочность;

достаточная жесткость лопастей НВ на изгиб от собственного веса;

отсутствие остаточных деформаций;

отсутствие критической частоты вращения вала.

Г. Эксплуатационные:

взаимозаменяемость деталей;

большой ресурс;

минимум вибраций;

удобство балансировки НВ;

минимум периодических регулировок и регламентных работ;

доступность для осмотра основных агрегатов;

возможность безангарного хранения;

возможность сосредоточения основных агрегатов масло- и топливосистем в виде блоков, легко доступных для обслуживания;

надежность двигателя на всех режимах его работы и режимах полета вертолета при всех возможных атмосферных условиях;

возможность отключения двигателя от потребителя при запуске;

автоматическое отключение привода от двигателя при его остановке;

независимость перемещения элементов привода при возможных деформациях вертолета;

Д. Производственно-экономические:

минимальная первоначальная стоимость изделия;

технологичность конструкции;

возможность использования наиболее экономичных производственных процессов.

3. Исходные данные

Выбор диаметра НВ, его коэффициента заполнения, определение взлетной массы вертолета, мощности двигателей и окружной скорости вращения лопастей даются в курсе "Общее проектирование вертолета", а в данном курсе эти величины принимаются как известные.

Подъемная сила тяги несущего винта зависит от взлетной массы вертолета и эксплуатационной перегрузки. Максимальное ее расчетное значение при расчете на прочность, согласно нормам летной годности,

$$T^{э} = n^{э}_{max} m \approx (2{,}5 \ldots 3) m;$$

меньшие значения перегрузки относятся к бо́льшим по взлетной массе вертолетам.

Максимальная тяга рулевого винта

$$T^{э}_{РВ} = 1{,}25 \frac{975 \; N_{ном}}{n_{ном} \; L_{РВ}} = 1220 \frac{N_{ном}}{n_{ном} L_{РВ}}.$$

Здесь $N_{ном}$ и $n_{ном}$ – соответственно номинальная поглощаемая мощность и частота вращения несущего винта; $L_{РВ}$ – расстояние от оси рулевого винта до оси несущего винта.

Частота вращения несущего винта (если она не указана в задании)

$$n_{НВ} = \frac{60 \, \omega R_{НВ}}{\pi D} \text{ мин}^{-1}.$$

Согласно нормам летной годности $n'_{НВ} = 1{,}2 \; n_{ном}$, но не менее $1{,}1 \, n_{max}$.

Число лопастей несущего винта (если оно не указано в задании)

$$z = \frac{\pi б}{b_{ср}/R} \approx \frac{б}{0{,}0175}.$$

Крутящий момент на валу винта

$$M^{э}_{кр} = c \, M_{кр} = c \cdot 975 \frac{N_{ном}}{n_{ном}} \text{ даН·м},$$

где c – поправочный коэффициент, значение которого зависит от типа применяемого двигателя (см. таблицу).

Тип двигателя	c
Поршневой двигатель с двумя цилиндрами	4
Поршневой двигатель с тремя цилиндрами	3
Поршневой двигатель с четырьмя цилиндрами	2
Поршневой двигатель с пятью цилиндрами	1,5
Газотурбинный двигатель	1,25

Масса втулки (если она не указана в задании) определяется по формуле

$$m_{ВТ} = 1{,}36 \, k_{ВТ} \, k_z \, N^{3/2},$$

где $k_{ВТ} = 0{,}5 \ldots 0{,}61$; $k_z = 1$, если $z \leq 4$, и $k_z = 1 + \xi \, (z - 4)$, если $z > 4$; $\xi = 0{,}025 \ldots 0{,}05$; N – мощность, подводимая к винту, кВт.

Массу одной лопасти (если она не указана в задании) определяют по формуле

$$m_{Л} = \frac{k_{Л}}{z} б R^{3},$$

где $k_{Л}$ – коэффициент, учитывающий размеры лопасти согласно рис. 2.24, или более точно по формуле

$$m_{Л} = \frac{k_{Л}}{z} (0{,}7 \ldots 0{,}3 \, \bar{v}_{K}) б R^{2{,}7}.$$

Здесь $k_{Л} = 12{,}65 \ldots 13{,}8$; $\bar{v}_{K} = \frac{\omega R}{\omega R_{0}}$; $\omega R_{0} = 220$ м/с.

Соответствующим требованиям прочности [8] должны удовлетворять несущий винт вертолета и его крепления, включая лопасти, сочленение с подшипниками, демпфер, втулку, рычаг поворота лопасти, крепление втулки винта на валу главного редуктора.

Статическая прочность несущего винта и его креплений проверяется на нагрузки летных (случаи Ш-Л, IУ-Л и У-Л) и наземных (случаи 1-3 и П-3), а также на нагрузки при посадке (случаи П-П, Ш-П и IУ-П).

Во всех случаях, за исключением случаев П-3 и IУ-3, коэффициент безопасности $f = 2$. В случае П-3 $f = 1{,}5$, а в случае IУ-3 $f = 1{,}2$.

Предварительная оценка усталостной прочности производится на расчетные нагрузки случая 1-Л для режимов полета на $V_{кр}$, V_{max} и торможения, а также с учетом полета в неспокойном воздухе. Для элементов крепления несущего винта следует учитывать нагрузки посадочных случаев нагружения в соответствии с требованиями предварительного и уточненного ресурса.

Глава II. КОНСТРУИРОВАНИЕ НЕСУЩИХ, ХВОСТОВЫХ И МАРШЕВЫХ ВИНТОВ

1. Конструирование втулок несущего винта

После анализа технических требований, рассмотрения внешних нагрузок и исходных данных, а также изучения конструкций прототипов переходят к разработке конструкции проектируемой втулки в рекомендуемой последовательности.

1. Выбирают схему втулки винта. Из многообразия схем втулок можно выделить несколько типичных, к которым относятся все другие, менее характерные типы (рис. 2.1):

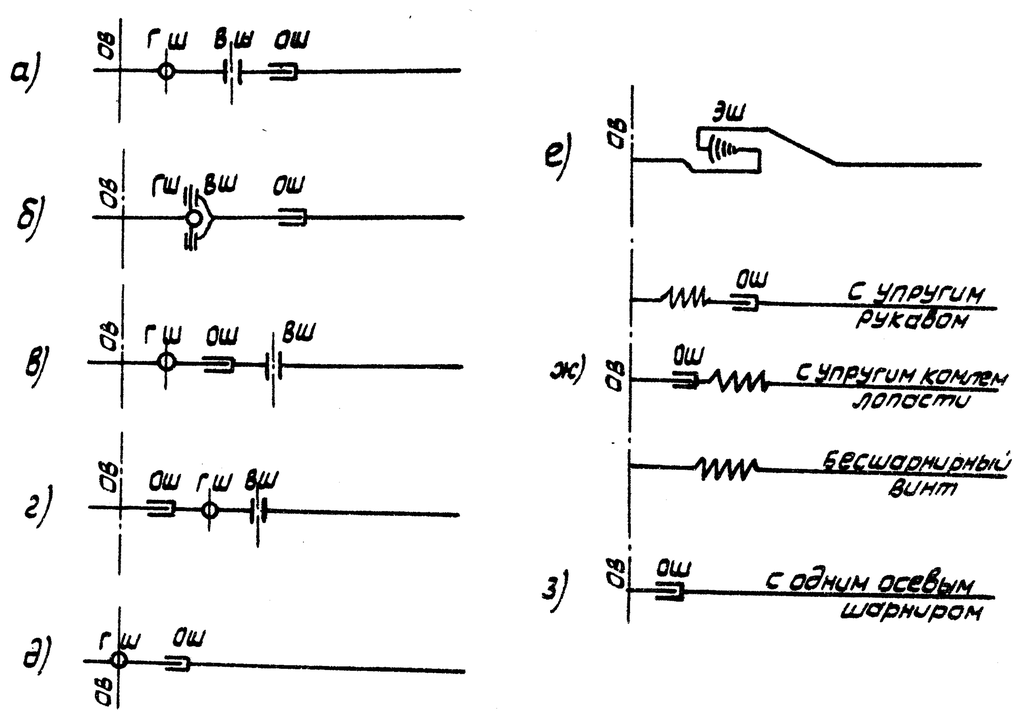


Рис. 2.1. Характерные типы втулок несущего винта

а) классическая трехшарнирная. Применяется на подавляющем большинстве вертолетов;

б) с пересекающимися ГШ и ВШ. Применяется в основном на вертолетах Сикорского;

в) с вынесенным ВШ. Применяется на вертолете фирмы Вертол "Чинук";

г) с вынесенными ГШ и ВШ. Иногда применяется на опытных образцах фирмы Белл;

д) на кардане ГШ и ОШ. Применяется на многих вертолетах. Наиболее широкое применение получила на вертолетах фирмы Белл;

е) с эластомерным общим шарниром. Применяется на опытных образцах;

ж) полужесткие винты. Находятся в стадии освоения;

з) жесткие. Применяются для маршевых винтов, фенестронов и несущих винтов отдельных соосных вертолетов (концепция АВС).

2. Выбор параметров шарниров втулки несущего винта производят исходя из следующих соображений: разнос горизонтальных шарниров увеличивает управляемость вертолета, одновременно повышая чувствительность аппарата к наклонам ручки управления, что затрудняет управление аппаратом. Наличие бустеров в системе управления может существенно изменить чувствительность в любую сторону и тем самым улучшить управление аппаратом.

Горизонтальный шарнир практически можно располагать на любом расстоянии от оси вращения винта. Его выбирают из условий потребной степени управляемости. Так, на автожирах, где управление винтом осуществлялось непосредственно от ручки пилота, втулка конструировалась так, что оси горизонтальных шарниров всех лопастей пересекались в одной точке – на оси вращения винта. Это облегчало непосредственное управление винтом.

Вертикальный же шарнир необходимо располагать на определенном расстоянии от оси винта. Чем меньше это расстояние, тем больше угол отклонения лопасти от ее оси под воздействием аэродинамических сил и сил Кориолиса, что приводит к повышениям вибраций и неравномерности нагружения подшипников ГШ, а также к большому эксцентриситету оси лопасти относительно оси вращения винта. Последнее вызывает утяжеление ступицы втулки.

Осевой шарнир (ОШ) практически можно располагать на любом расстоянии от оси вращения винта. В классической схеме втулки он располагается после ГШ и ВШ. На вертолете фирмы Вертол "Чинук" он располагается между ГШ и ВШ, но ничто не мешает расположить его и возле оси несущего винта при большом выносе ГШ и ВШ.

В табл. 2.1 даются пределы отклонений для ГШ и ВШ в зависимости от типа втулки.

Таблица 2.1

Тип втулки	$l_{гш}/R$ %	$l_{вш}/R$ %
С пересекающимися горизонтальными шарнирами:		
без компенсатора взмаха	0	4,8...6,2
с компенсатором взмаха	0	3,8...4,3
С разнесенными горизонтальными шарнирами:		
без компенсатора взмаха	1...1,6	4,0...5,5
с компенсатором взмаха	1...1,3	3,1...5,0
С совмещением ГШ и ВШ	1,7...1,8	1,7...1,8
На кардане	0	0
Полужесткие (условный разнос)	5...20	6...25
Жесткие (условный разнос)	Более 20	Более 25

Условный разнос шарниров для жестких и полужестких винтов определяется по формуле А.В. Некрасова:

$$\bar{l}_{гш}^{экв} = \frac{\bar{M}_0^{(1)}}{p_1^2 S_{гш} + \bar{M}_0^{(1)}}.$$

Здесь $S_{гш}$ – статический момент лопасти относительно эквивалентного ГШ. Значение $S_{гш}$ вначале может быть взято приближенно и уточнено во втором приближении после определения $\bar{l}_{гш}^{экв}$; $\bar{l}_{гш}^{экв}$ – расстояние от оси вращения винта до эквивалентного горизонтального шарнира, отнесенное к радиусу винта; $\bar{M}_0^{(1)}$ – изгибающий момент в сечении лопасти по оси винта при ее деформациях по форме первого тона собственных колебаний, нормированной так, что прогиб конца лопасти равен 1 м; p_1 – частота первого тона собственных колебаний лопасти, Гц.

3. Определяют потребные диаметры валов по формуле

$$d_в = \sqrt[3]{\frac{11{,}46 \cdot 10^5 N_в}{\pi \tau_{кр} n (1-a^4)}}; \quad a \approx 0{,}6.$$

Втулка несущего винта с выходным валом редуктора соединяется с помощью шлицев. Шлицы эвольвентные не центрируют [illegible] вала, а шлицы прямоугольные, при достаточной точности их изготовления, центрируют. В первом случае втулку необходимо обязательно центрировать с помощью разрезных конусных колец (рис. 2.2).

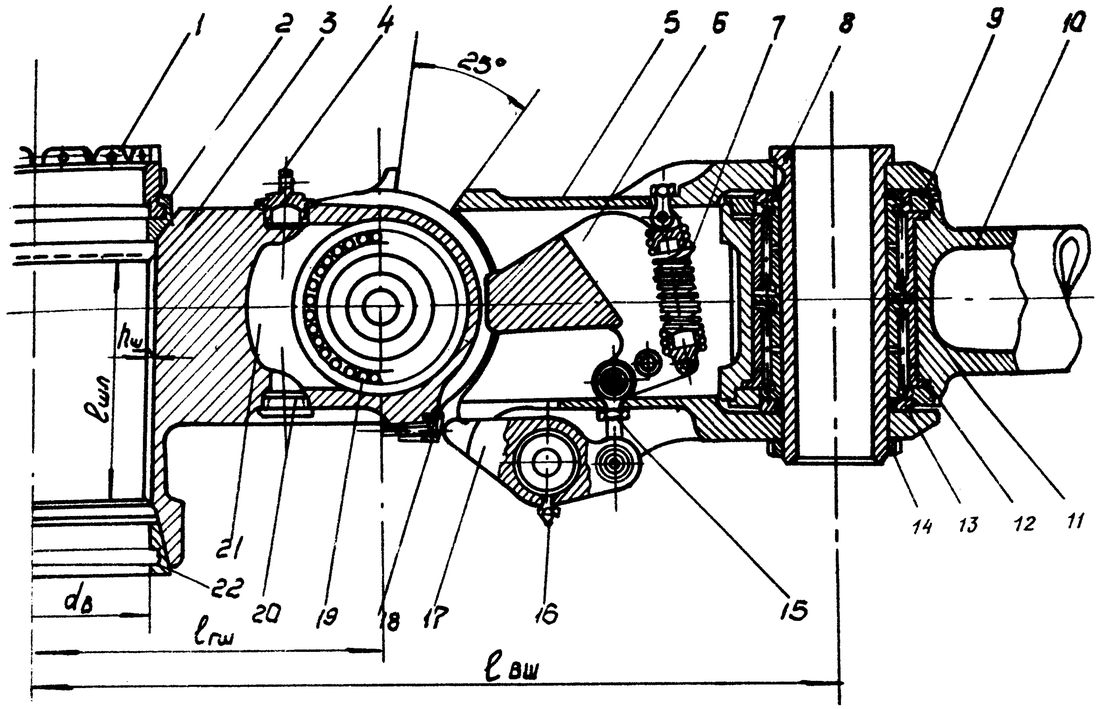


Рис. 2.2. Ступица, горизонтальный и вертикальный шарниры классической втулки несущего винта:

1 – гайка вала; 2 – верхний разрезной конус; 3 – корпус втулки (ступица); 4 – пробка для заливки масла в ГШ; 5 – скоба; 6 – противовес; 7 – пружина противовеса; 8 – палец ВШ; 9 – фасонная гайка; 10 – цапфа ОШ; 11 – упорная шайба; 12 – кольцо игольчатого подшипника наружное; 13 – упорное кольцо; 14 – гайка пальца ВШ; 15 – тяга центробежного ограничителя; 16 – масленка; 17 – собачка центробежного ограничителя; 18 – упор регулируемый; 19 – игольчатый подшипник ГШ; 20 – пробка для слива масла из ГШ; 21 – полость в корпусе втулки для размещения смазки; 22 – нижний разрезной конус

Длина шлиц определяется по формуле

$$l_ш = \frac{6 M_{кр} f}{z h_ш \sigma_{см} (d_в - h_ш)}.$$

Здесь z – число шлицев; $h_ш$ – высота шлица; f – коэффициент безопасности, $f = 2$; $\sigma_{см} = 0{,}65 \sigma_в$.

4. На боковую проекцию втулки наносят параметры вала ступицы и шарниров (см. рис. 2.2).

5. Определяют центробежную силу лопасти и рукава втулки:

$$N_{ц\,б_л} = \frac{m_л}{g}\,\omega^2 R\,\bar{r}_{ц\,м}\,;$$

$$N_{ц\,б_р} = \frac{m_{вт}}{(z+1)\,g}\,(2\pi n_s)^2\,l_{вш}\,.$$

Отсюда центробежная сила, действующая на горизонтальный и вертикальный шарниры,

$$N_{ц\,б} = N_{ц\,б_л} + N_{ц\,б_р} = \frac{\omega^2}{g}\left(\frac{m}{2}R + \frac{m_{вт}}{z+1}\,l_{вш}\right).$$

Так, для вертолета Ми-8 $N_{ц\,б_л}$ = 30 400 даН, а $N_{ц\,б_р}$ = = 2030 даН, что составляет 6,65% от центробежной силы лопасти.

6. Определяют эксцентриситет между осью лопасти и осью вращения винта:

$$C_{гш} = \frac{M_K}{z\,N_{ц\,б_л}} = \frac{975\,N_{ном}}{z\,n_н\,N_{ц\,б_л}}\,.$$

Здесь $N_{ном}$ – номинальная мощность двигателя, кВт; $N_{ц\,б_л}$ – центробежная сила лопасти, даН; z – число лопастей; $n_н$ – номинальная частота вращения НВ, мин$^{-1}$.

Подсчитанное значение эксцентриситета откладывают на виде в плане втулки винта (рис. 2.3).

7. Определяют минимальные диаметры радиальных подшипников, так как от них зависят многие габаритные размеры ступицы и промежуточной детали.

На заре развития вертолетостроения для ГШ и ВШ использовались только шариковые подшипники, а в настоящее время для ГШ и ВШ большинства втулок вертолета используются роликовые и игольчатые подшипники, так как при одинаковых выдерживаемых нагрузках диаметр игольчатого подшипника на 35...40% меньше диаметра шарикового и на 30... ...35% меньше диаметра роликового. Еще меньшие габариты имеют металлофторопластовые подшипники. Они применяются пока в основном только на втулках хвостовых винтов и на вертикальном шарнире несущих винтов. Но они вполне пригодны для применения и на других шарнирах втулок несущих винтов. Подбор подшипников следует производить пользуясь данными работ [2 ; 7].

8. Подобрав по справочнику параметры подшипника ГШ с учетом нагружения его силами Кориолиса, приступают к конструированию ГШ. На осевой линии ГШ располагают подшипники таким образом, чтобы их осевые находились на расстоя-

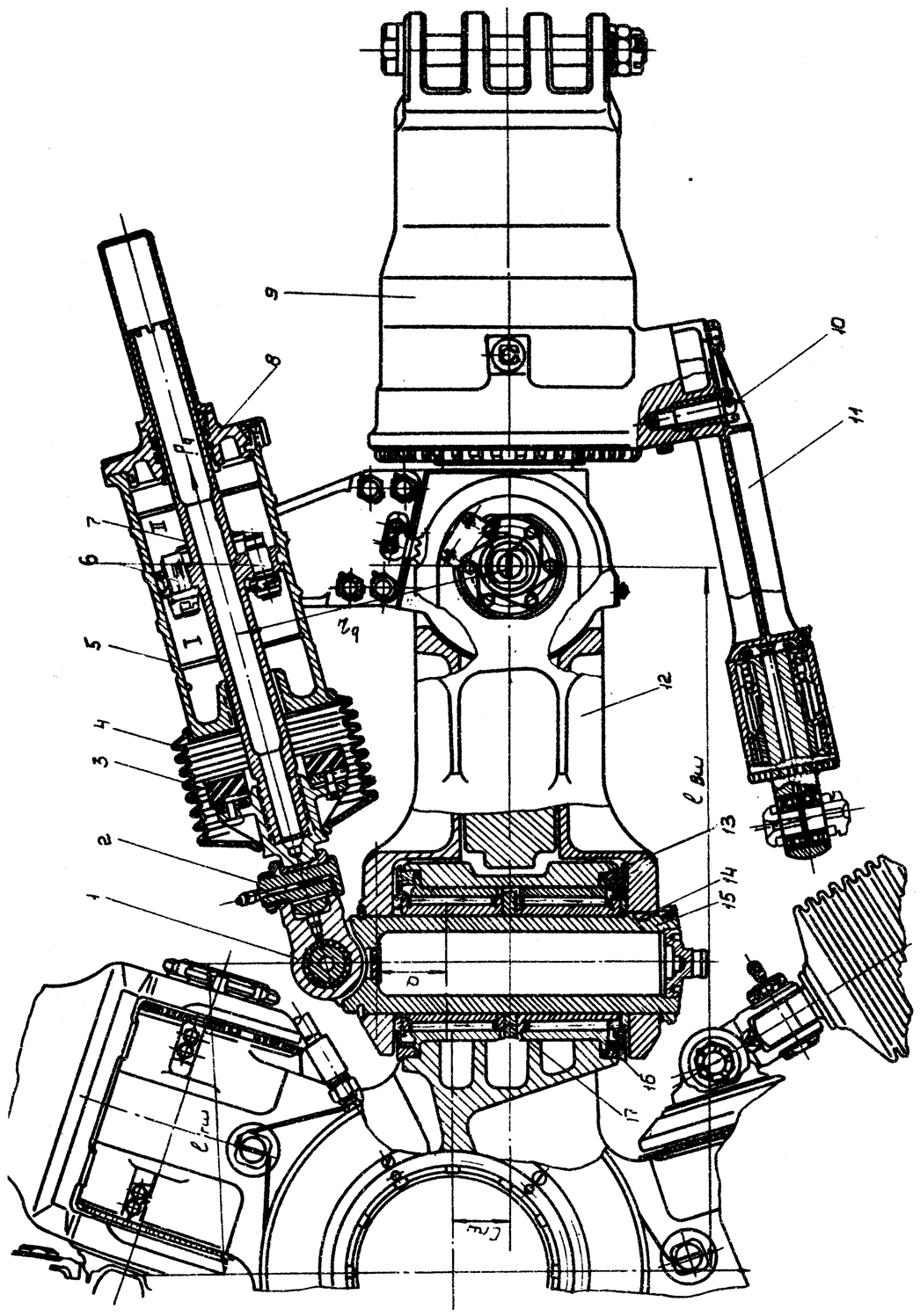


Рис. 2.3. Втулка несущего винта вертолета. Вид сверху:
1 – серьга; 2 – палец серьги; 3 – резиновый ограничитель; 4 – манжета; 5 – корпус гидродемпфера; 6 – клапаны; 7 – шток; 8 – крышка; 9 – корпус ОС; 10 – болт крепления поводка; 11 – поводок; 12 – скоба; 13 – гайка; 14 – шпонка; 15 – палец ГШ; 16 – игольчатый подшипник; 17 – упорная шайба

нии, приблизительно равном наружному диаметру подшипника. Далее откладывают размер внутреннего кольца подшипника. Для игольчатых подшипников в центре ставят упорную шайбу с внешним диаметром, на 1...2 мм меньшим внешнего диаметра подшипника, и внутренним диаметром, равным внутреннему диаметру подшипника. Затем по бокам упорной шайбы располагают игольчатые подшипники. Внутренний диаметр подшипника является внешним диаметром пальца горизонтального шарнира, последний имеет облегчение, иногда используемое как емкость для смазки подшипника. При соединении подшипникового узла с переходной деталью ставятся упорные кольца, уплотнительные кольца и уплотнительные манжеты. Последние удерживаются с помощью фасонной гайки 13.

В связи с тем, что подшипники - не абсолютно жесткие тела, палец необходимо просчитать не только на смятие и срез по площади уха переходной детали, но и на изгиб под действием суммарной центробежной силы, сосредоточенной в центре уха переходной детали и действующей на плече a, равном половине толщины уха и половине ширины кольца подшипника, а также силы, возникающей в штоке демпфера, $P_д = \frac{M_д}{r_д}$, где $r_д$ - расстояние от оси крепления до оси вертикального шарнира. Напряжение на изгиб

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{M}{0{,}1/D\ (D^4 - d^4)}.$$

Решив это уравнение относительно внутреннего диаметра пальца d, получим

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{\left(N_{цбл} + N_{цбр}\right)\frac{a}{2} + P_д\, b \cos\alpha}{0{,}1\,\sigma_{изг}/D}}.$$

Аналогично ГШ конструируется и ВШ, с учетом отсутствия силы $N_{цбр}$ и наличия силы $P_д$, которая составляет менее 2% от $N_{цбл}$.

9. Конструирование осевого шарнира значительно отличается от конструирования ГШ и ВШ. На горизонтальной осевой линии с двух сторон проводятся линии на расстоянии радиуса внутреннего кольца упорного подшипника (или заменяющей его детали), параметры которого определены из условий нагружения его центробежной силой лопасти $N_{цбл}$ (определяется по справочнику [2] и др., а также по работе [7]). Эти две линии и являются фактически внешним диаметром цапфы осевого шарнира. По каталогу подшипников определяем внешний диаметр шарикоподшипника легкой или особо легкой серии и

на расстоянии $C \geqslant D_п$ проводим осевые для двух радиальных подшипников. Целесообразно располагать упорный подшипник между радиальными, как это показано на рис. 2.4.

Ввиду того, что корпус осевого шарнира является стаканом, масляные уплотнения выполняются только со стороны гайки корпуса с помощью манжет и резиновых колец. В верхней и нижней частях корпуса предусматриваются заливная и сливная пробки. После предварительной компоновки ОШ проверяют радиальные подшипники на случай П-3 (падение лопасти на ограничитель), коэффициент безопасности принимают $f = 1{,}5$. Тогда радиальные нагрузки на радиальные подшипники будут равны:

$$p_1 \approx p_2 \approx M/c,$$

где M - момент, создаваемый лопастью согласно НЛГ; c - расстояние между радиальными подшипниками.

Если окажется, что нагрузки на радиальные подшипники превышают допустимые, то либо увеличивают расстояние между ними, либо выбирают соответствующие подшипники.

В данном узле втулки особое внимание необходимо уделить расчету параметров гайки (см.рис. 2.4) и ее контровке. Иногда вместо упорного подшипника в ОШ используют набор упругих пластин - торсион (см.разд.2).

Для того чтобы лопасть несущего винта не опускалась низко, не задевала за хвостовую балку и не поднималась слишком высоко при забросе ее от порыва ветра на стоянке, во втулке несущего винта необходимо иметь ограничители взмаха и свеса.

При небольшом диаметре несущего винта и сравнительно жестких лопастях можно ограничиться постоянными ограничителями в виде упоров на горизонтальном шарнире. При этом максимальный угол взмаха $\sim 25^\circ$, а угол свеса $\sim 7^\circ$. Но с увеличением диаметра винта прогиб лопасти сильно возрастает и свес концов лопастей достигает настолько больших значений, что имеется угроза удара конца лопасти несущего винта по хвостовой балке вертолета. Поэтому для диаметров винта более 15 м, как правило, ставят центробежный ограничитель свеса, в задачу которого входит при возрастании частоты вращения до значения более 0,5 номинального обеспечить угол свеса $\sim 4...7^\circ$. На стоянке и при частоте вращения менее 0,5...0,6 от номинальной центробежный ограничитель ограничивает свес лопастей до $1{,}5...2^\circ$.

Конструктивно он выполняется в виде небольшого груза 1 (рис. 2.5), который под действием центробежных сил повора-

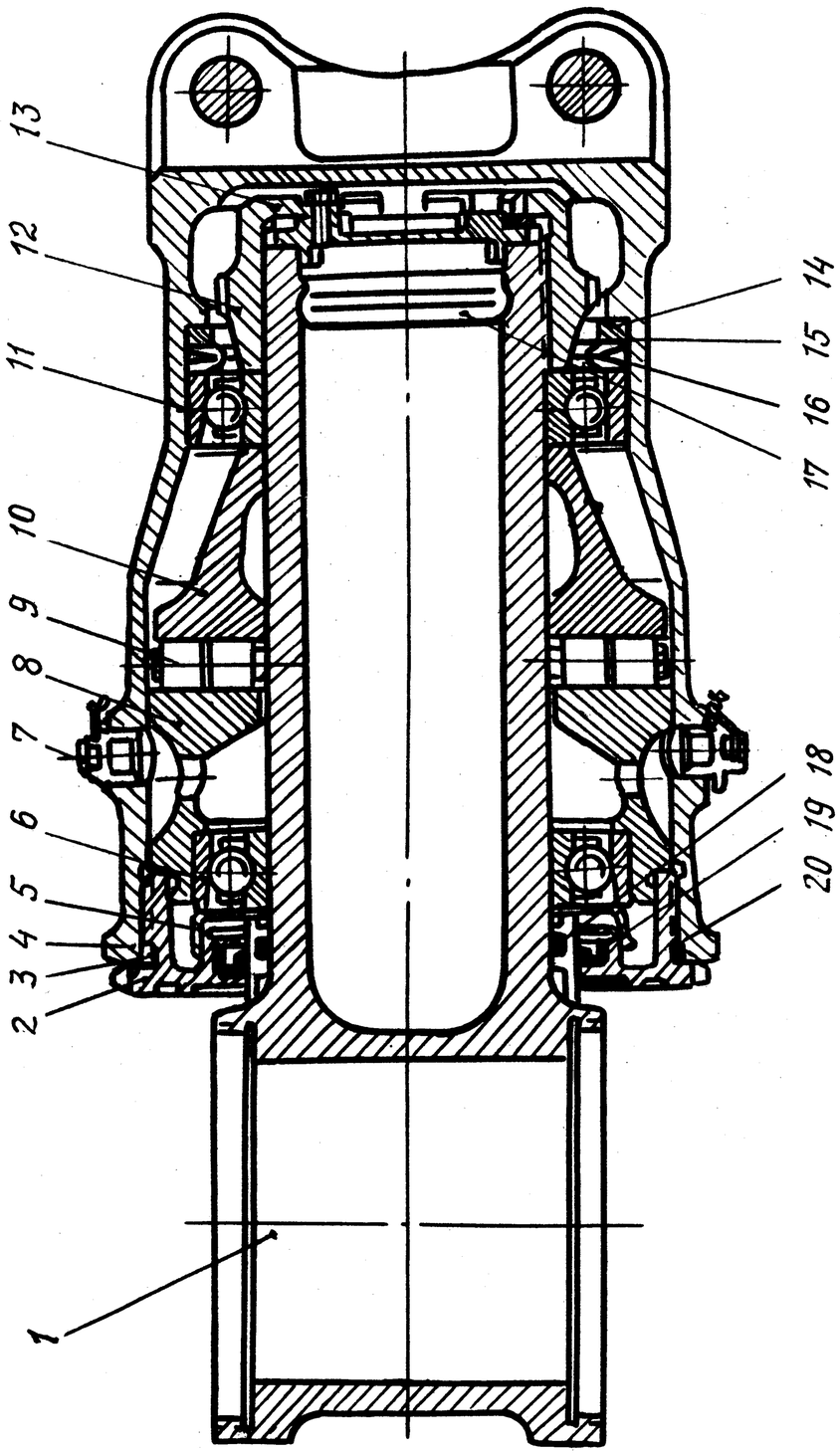


Рис. 2.4. Осевой шарнир:

1 – цапфа осевого шарнира; 2 – гайка корпуса осевого шарнира; 3,18,20 – уплотнительные кольца; 4 – корпус осевого шарнира; 5 – масноотражательное кольцо; 6,11 – радиальные подшипники; 7 – пробка; 8 – распорная втулка; 9 – роликовый подшипник: 10 – упорное кольцо; 12 – гайка; 13 – стопор; 14 – регулировочное кольцо; 15 – тарельчатая пружина; 16 – шайба; 17 – заглушка; 19 – манжета; 20 – кольцо уплотнения

чивается относительно оси 2, натягивая пружину 3, и через тягу 4 поворачивает относительно оси 5 собачку 6, которая служит дополнительным (ограничивающим) упором. Усилие, воспринимаемое упором (собачкой) под действием собственного веса лопасти, можно определить по формуле

$$P = \frac{(m_л + m_р)\, r_{ц.м}}{r_у},$$

где $m_л$ и $m_р$ – соответственно масса лопасти и масса рукава; $r_{ц.м}$ – радиус суммарного центра масс; $r_у$ – радиус упора.

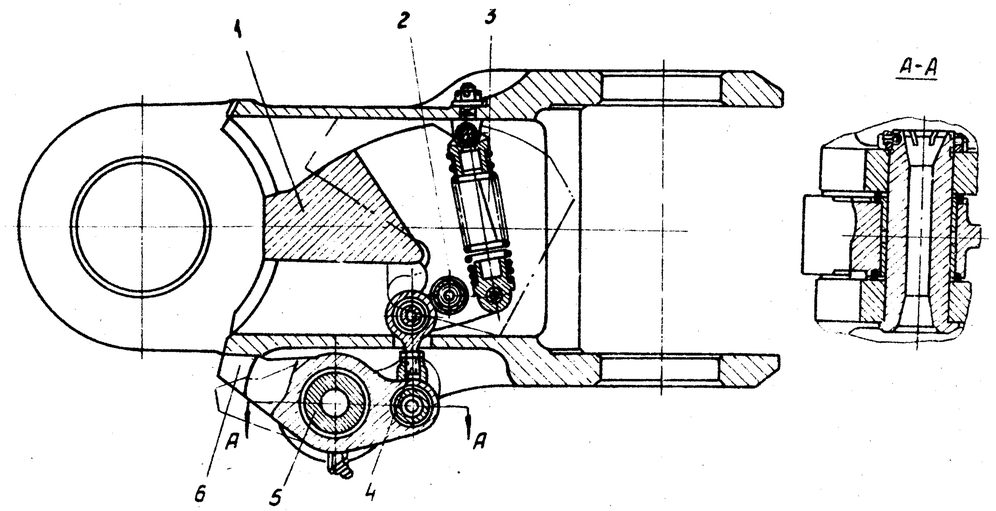


Рис. 2.5. Конструктивная схема центробежного ограничителя свеса

Так, для вертолета Ми-8 усилие, действующее на стоянке на упор, составляет ~ 8500 даН.

Но при поддуве лопасти порывом ветра при медленном вращении несущего винта с последующим падением и ударом об ограничитель свеса возникает перегрузка. Тяга и центробежные силы на лопасти несущего винта в этом случае принимаются равными нулю.

Угол подъема лопасти β_0 при этом зависит от эффективного веса одного квадратного метра ее конструкции:

$$P^{эф} = \frac{S_{гш}}{\int_0^R b\,r\,dr},$$

где $S_{гш}$ – статический момент лопасти относительно горизонтального шарнира; b и r – соответствующие хорда и радиус лопасти винта.

Зависимость β_0 от $P^{эф}$ дана в работе [8].

Перегрузка определяется как падение лопасти с высоты, соответствующей углу β_0, определенному по графику из работы [8].

2. Выбор типа подшипников

В связи с тем, что для шарнирных втулок подшипники шарниров являются определяющими деталями втулки, остановимся более подробно на их выборе и анализе.

Вопросы выбора шариковых и роликовых подшипников, как радиальных, так и упорных, достаточно полно излагаются в литературе [2 ; 7] и др. Следует только напомнить, что подшипники втулки НВ работают в необычных условиях. Шарики и ролики у них не прокатываются, как обычно, а колеблются, перемещаясь на небольшой угол. Это приводит к тому, что, возвращаясь назад, ролик идет по сухому месту и контактные напряжения возрастают более чем в два раза, что приводит к пригоранию шариков и роликов к дорожкам колец – питтингу. Это требует применения предпочтительно жидких смазок и снижения контактных напряжений.

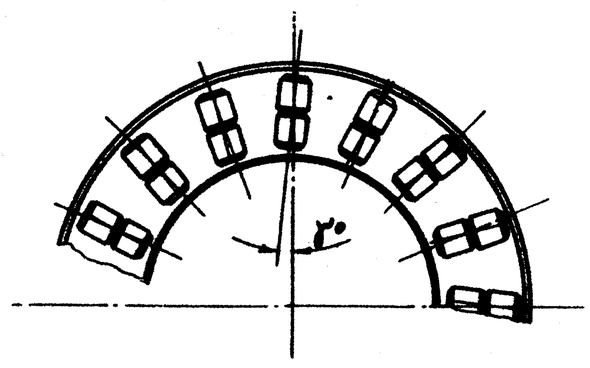


Рис. 2.6. Упорный роликовый подшипник с повернутыми роликами

Для упорных роликовых подшипников обнаружена и экспериментально подтверждена, а в дальнейшем теоретически обоснована целесообразность применения повернутых роликов, т.е. оси последних ставятся не по радиусу, а под некоторым углом (рис. 2.6). Это приводит к тому, что сепаратор за каждый цикл перемещается на небольшой угол, в пределах 1°, а

в течение минуты сепаратор поворачивается на 0,5...2 оборота. В этом случае ролики перемещаются по всей дорожке кольца, а последнее имеет равномерную выработку, в силу чего шарнирный момент почти не возрастает.

Для получения долговечности подшипника более 1000 ч необходимо, чтобы контактные напряжения не превышали 180–200 даН/мм^2 (1 даН/мм^2 = $9{,}81 \cdot 10^6$ Па).

Контактное напряжение для однородного материала может быть определено по формуле

$$\sigma_{конт} = 6{,}10\sqrt{\frac{N_{цб\,max}}{l\,r\,z}}\ \text{даН/мм}^2.$$

Здесь l – полезная длина ролика, см; r – радиус ролика, см; z – количество роликов.

Зависимость $\sigma_{конт} = f(nh)$ представлена на рис. 2.7.

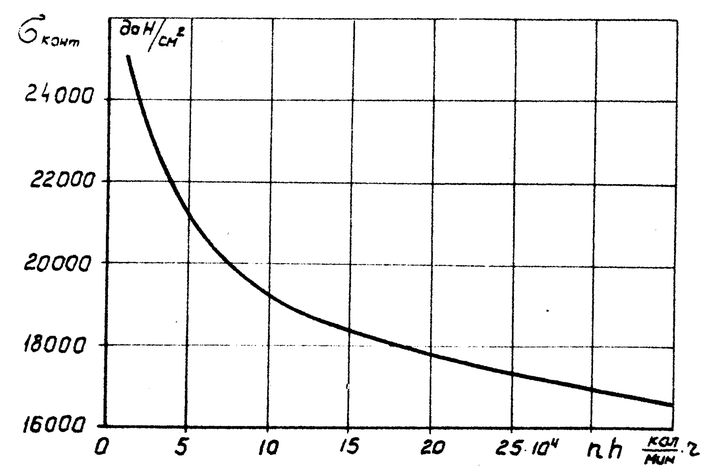


Рис. 2.7. Зависимость $\sigma_{конт} = f(nh)$ для упорных подшипников с повернутыми роликами

Необходимо, чтобы длина игл игольчатых подшипников была не менее 1/3 внутреннего диаметра обоймы d подшипника (рис. 2.8), так как при малой длине игл у подшипника появляется "винтовой эффект", приводящий к ударным нагрузкам на щеки втулки из-за осевого перемещения одного кольца подшипника относительно другого, а при большой длине игл (больше d_1) они, перекашиваясь, работают на изгиб.

На первом этапе эскизного проектирования ГШ и ВШ параметры игольчатых подшипников выбирают по каталогу или из условия допустимой нагрузки на площадь проекции рабочей поверхности внутреннего кольца. Необходимо, чтобы давление не превышало 500 даН/см^2 (1 даН/см^2 = $9{,}81 \cdot 10^4$ Па).

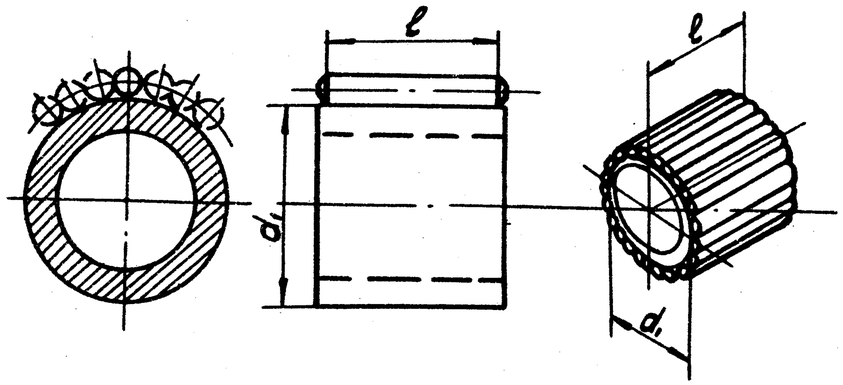


Рис. 2.8. Игольчатый подшипник

Кольца подшипников изготовляются из сталей 12Х2Н4А и 12ХН3А, их поверхности качения цементируются на глубину 1,2...1,5 мм. Обычно иглы и кольца изготовляются из одинакового материала, тогда для поверочного расчета на контактные напряжения можно использовать формулу

$$\sigma_{конт} \leqslant 0{,}418\sqrt{\frac{pE}{l}\left(\frac{1}{r_1}+\frac{1}{r_2}\right)},$$

где $p = \frac{4{,}6\,N_{ц.б\,max}}{n \cdot z}$ – нагрузка на ролик, даН; E – модуль упругости материала, даН/см^2; l – полезная длина иглы, см; n – количество подшипников в шарнире; z – количество игл в подшипнике; r_1 – радиус поверхности качения ролика, см; r_2 – радиус иглы, см.

Экспериментально установлено, что для долговечности более 1000 ч необходимо, чтобы $\sigma_{конт} \leqslant 200...250$ даН/мм^2.

Фторопластовые подшипники элементарно просты по конструкции, имеют небольшую массу и не требуют смазки во время работы. Конструкция их (рис. 2.9) состоит из стальной подложки и слоя мелких шариков (диаметром 0,08... ... 0,12 мм) из высокооловянистой бронзы (90% меди и 10% олова), напекаемого на подложку. Толщина этого слоя до 0,3...0,4 мм. Поры заполняются полимерной пастой и покрываются приработочной пленкой из этого же материала. Сопрягаемые с подшипником детали должны иметь чистоту поверхности ∇8... ∇10 и твердость HR_c = 50...60. Для нормальной работы радиального подшипника необходимо обеспечить в сочленении зазор 0,015...0,075 мм.

Конструкция втулки, имеющей фторопластовые радиальные и упорные подшипники, представлена на рис. 2.10. При небольших перемещениях одной поверхности относительно дру-

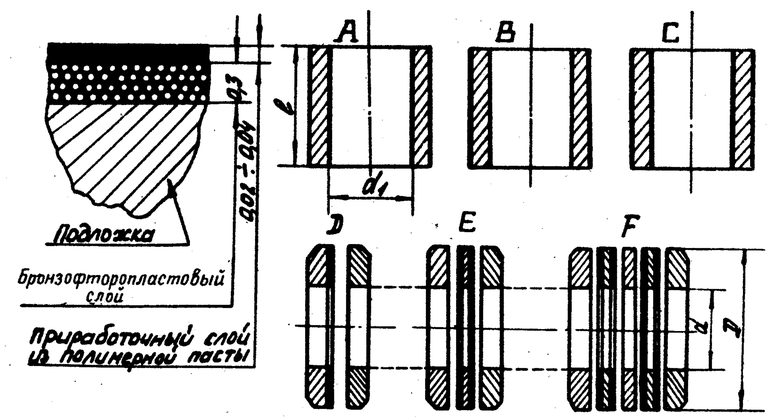


Рис. 2.9. Схемы конструкции металлофторопластовых подшипников:

Радиальные подшипники: А – с внутренней поверхностью скольжения; В – с наружной поверхностью скольжения; С – с внутренней и внешней поверхностями скольжения.

Упорные подшипники: *D* – с одной поверхностью скольжения; *E* – с двумя поверхностями скольжения; *F* – с четырьмя поверхностями скольжения

гой они выдерживают высокие давления, превышающие 2000... ... 3000 даН/см^2. Их износостойкость зависит от фактора pV где p – давление, даН/см^2, а V – скорость перемещения поверхностей, м/с. Экспериментально установлено, что для ресурса в 1000 ч необходимо выдержать фактор pV в пределах 1500...2000(даН/см^2)(см/с). Эти подшипники при статическом нагружении могут выдерживать давление до 3000 даН/см^2, но при проектировании ГШ, ВШ и ОШ следует применять давление не более 500 даН/см^2, учитывая небольшие перемещения трущихся поверхностей в шарнирах. Таким образом, зная нагрузку на подшипник, определяют потребную его опорную поверхность $F = d_1 l$, т.е. произведение диаметра трущейся поверхности на ширину подшипника. Последняя определяется по формуле

$$l = \frac{N_{ц.б\,max}}{p\,d_1}.$$

Здесь p – допускаемое давление ~ 500 даН/см^2; d_1 – диаметр трущейся поверхности, обычно диаметр пальца шарнира (см. рис. 2.8).

Если окажется, что у радиального фторопластового подшипника потребная ширина значительно больше d_1, то необходимо увеличить диаметр подшипника и сопрягаемой детали.

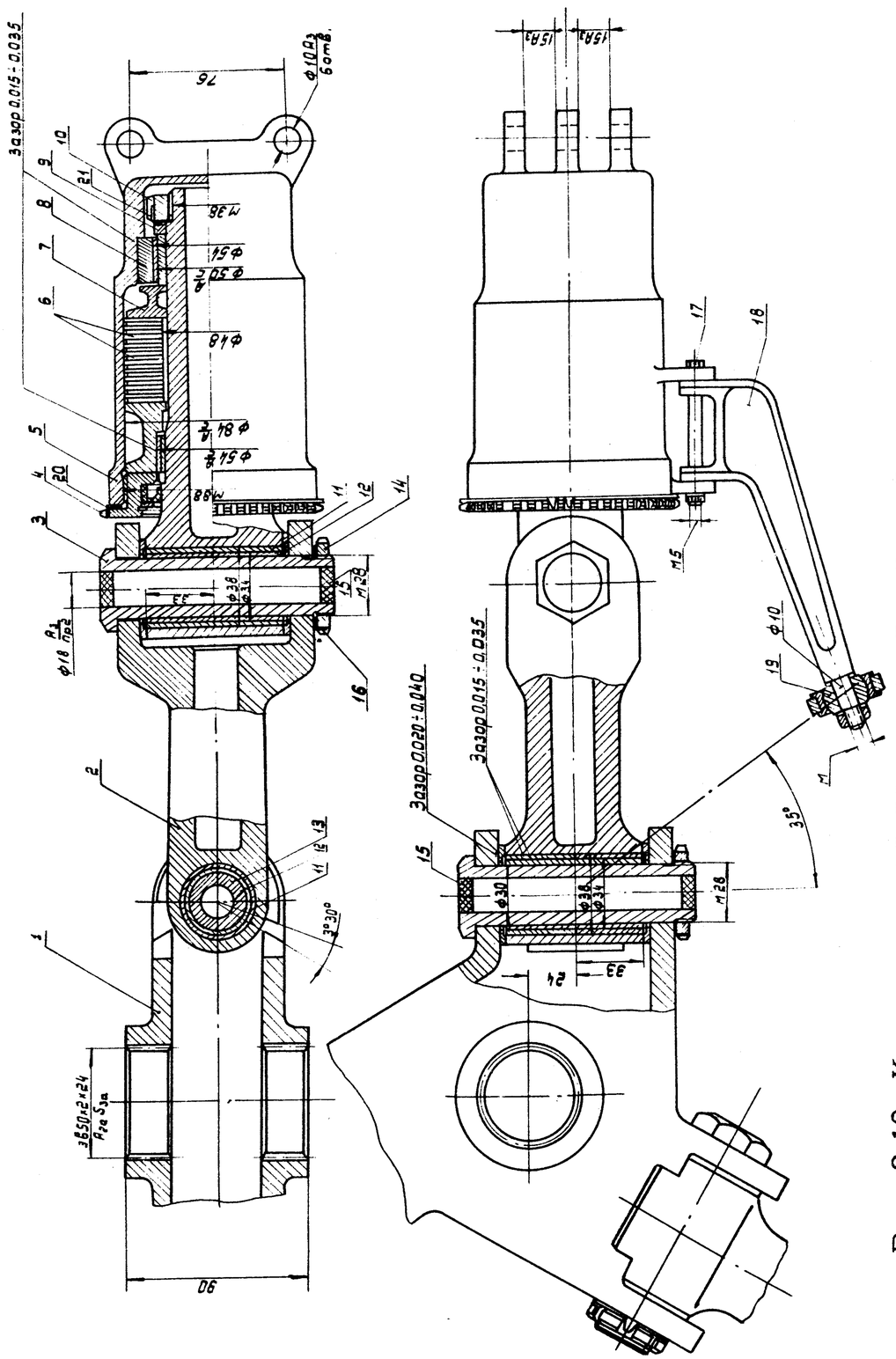


Рис. 2.10. Конструкция втулки с металлофторопластовыми подшипниками: 1 – ступица; 2 – скоба; 3 и 13 – пальцы ВШ; 4 – гайка стакана ОШ; 5 – стакан ОШ; 6 – упорный металлофторопластовый подшипник; 7 – распорная шайба; 8 – радиальный металлофторопластовый подшипник; 9 – регулировочная шайба; 10 – гайка цапфы ОШ; 11 – наружное кольцо радиального подшипника ВШ; 12 – внутреннее кольцо; 14 – гайка пальца ВШ; 15 – заглушка; 16, 20 и 21 – контровки; 17 – болт поводка; 18 – поводок; 19 – металлофторопластовый сферический подшипник поводка

Последовательность расчета металлофторопластового подшипника:

1. Определяют давление

$$p = \frac{N_{46\,max}}{F} \text{ даН/см}^2,$$

где F – опорная поверхность подшипника. Для радиального подшипника $F = d_1 l$, а для упорного $F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$; D и d – соответственно наружный и внутренний диаметры упорного подшипника.

2. Определяют максимальную скорость перемещения поверхностей:

$$V_{max} = \frac{2\theta d_1 n}{57{,}3 \cdot 60} = \frac{\theta d_1 n}{1720} \text{ – для радиального подшипника;}$$

$$V_{max} = \frac{2\theta d_{cp} n}{57{,}3 \cdot 60} = \frac{\theta d_{cp} n}{1720} \text{ – для упорного подшипника.}$$

3. Выдерживают условие $pV_{max} \leqslant 2000$ (даН/см^2)·(см/с).

Максимальная скорость перемещения поверхностей может быть значительно снижена за счет применения слоистых конструкций как для упорного, так и для радиального подшипников. На рис. 2.9 представлена конструкция одно-, двух- и четырехслойного упорного и радиального подшипников. В слоистом подшипнике каждая поверхность имеет свою скорость перемещения, что приводит к меньшим значениям фактора pV подшипника. Последний определяется по формуле

$$(pV)' = pV\frac{1}{n},$$

где n – число поверхностей скольжения.

На рис. 2.11,а и б представлены коэффициенты трения приработочного слоя в зависимости от скорости перемещения, давления и температуры, а на рис. 2.11,в представлена зависимость коэффициента трения приработочного (пунктир) и бронзофторопластового слоя от температуры. Изменение температуры в диапазоне $\pm$ 40°С приводит к изменению коэффициента трения для приработочного слоя в 4 раза, а для бронзофторопластового слоя – в 1,5 раза.

На рис. 2.11,г представлена зависимость коэффициента трения от давления упорного подшипника для одной и пяти пар трущихся поверхностей.

Помещение металлофторопластовых подшипников в масляную среду значительно снижает коэффициент трения и в 1,5–2 раза уменьшает износ подшипников.

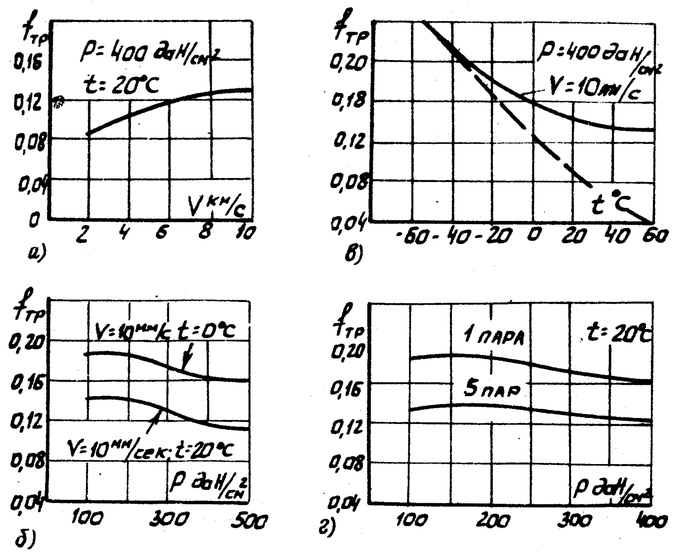


Рис. 2.11. Зависимость коэффициента трения металлофторопластовых подшипников от давления, температуры и скорости скольжения

Применение металлофторопластовых подшипников для вертикального шарнира может исключить необходимость в демпфере, так как коэффициент трения металлофторопластового подшипника при p = 400 ... 500 даН/см^2 и V = 5 ... 10 мм/с составляет 0,12 ... 0,16. В этом случае ВШ будет иметь момент трения, соизмеримый с потребным моментом демпфирования. Для уменьшения момента трения в осевом шарнире можно использовать многослойность поверхностей скольжения и помещать их в масляную среду. В последнем случае коэффициент трения уменьшается в 1,5 — 2 раза. Износ рабочего слоя за 10000 ч при расчетных нагрузках составляет примерно 5 мкм.

Как указывалось выше, иногда вместо упорного подшипника в ОШ используют набор упругих пластин - торсион.

Конструктивная схема ОШ с пластинчатым торсионом представлена на рис. 2.12, где 1 - торсион; 2 - стакан ОШ; 3 - болт торсиона; 4 - распорное кольцо; 5 - уплотнительное кольцо; 6 - корпус ГШ; 7 - гайка втулки; 8 - контровочный болт; 9 - прессмасленка; 10 - поводок; 11 - шайба контровочная; 12 - ступица втулки; 13 - болт торсиона; 14 - гайка корпуса ГШ; 15 - противофрикционное кольцо; 16 - уплотнение фетровое; 17 - кольцо-распорка; 18 - роликоподшипник; 19 - кольцо роликоподшипника; 20 - болт крышки торсиона: 21 - кольцо контровочное; 22 - гайка цапфы; 23 - цапфа втулки. На рис. 2.13 представлена схема пакета торсиона.

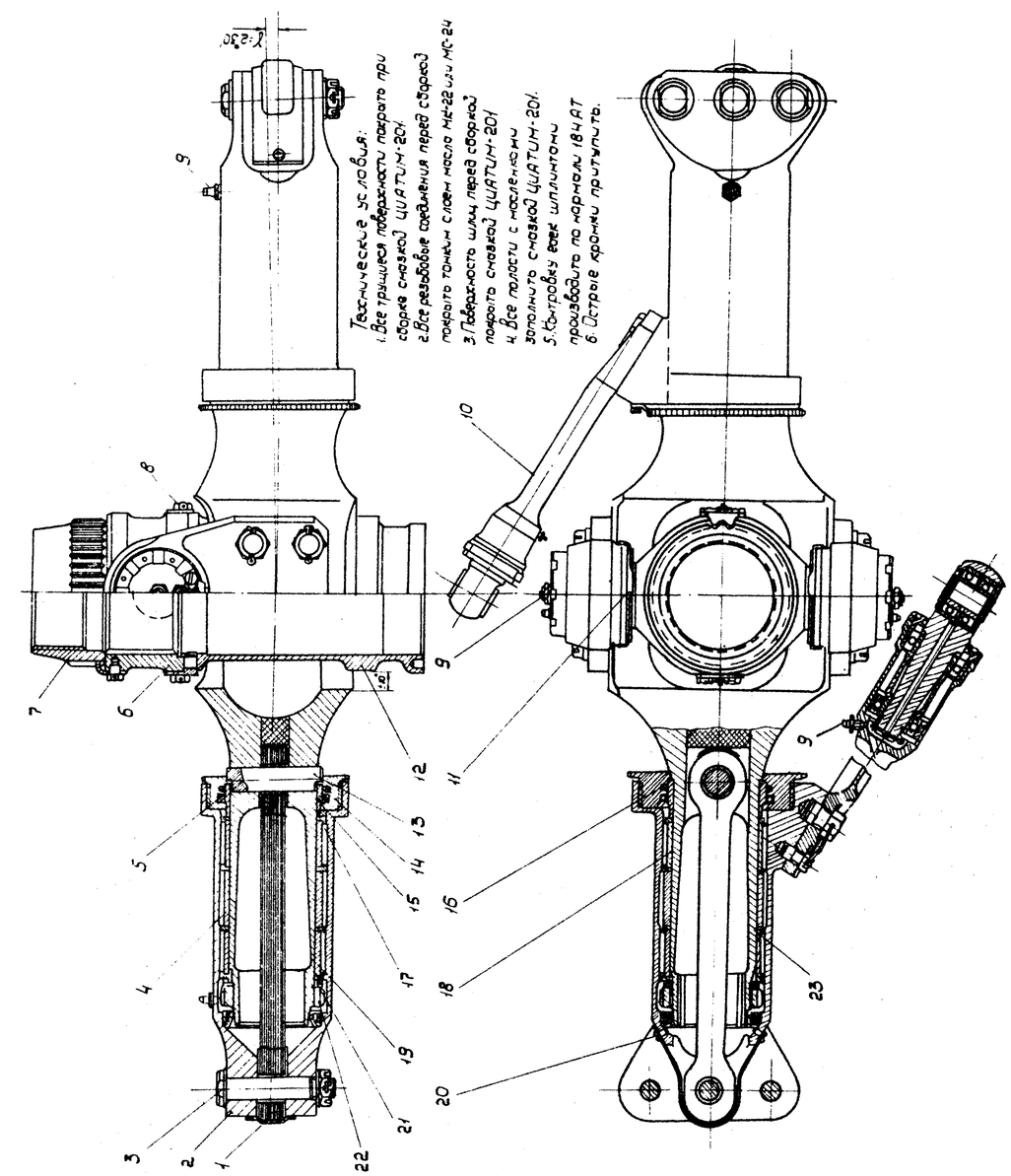


Рис. 2.12. Конструкция втулки, имеющей осевой шарнир с торсионом

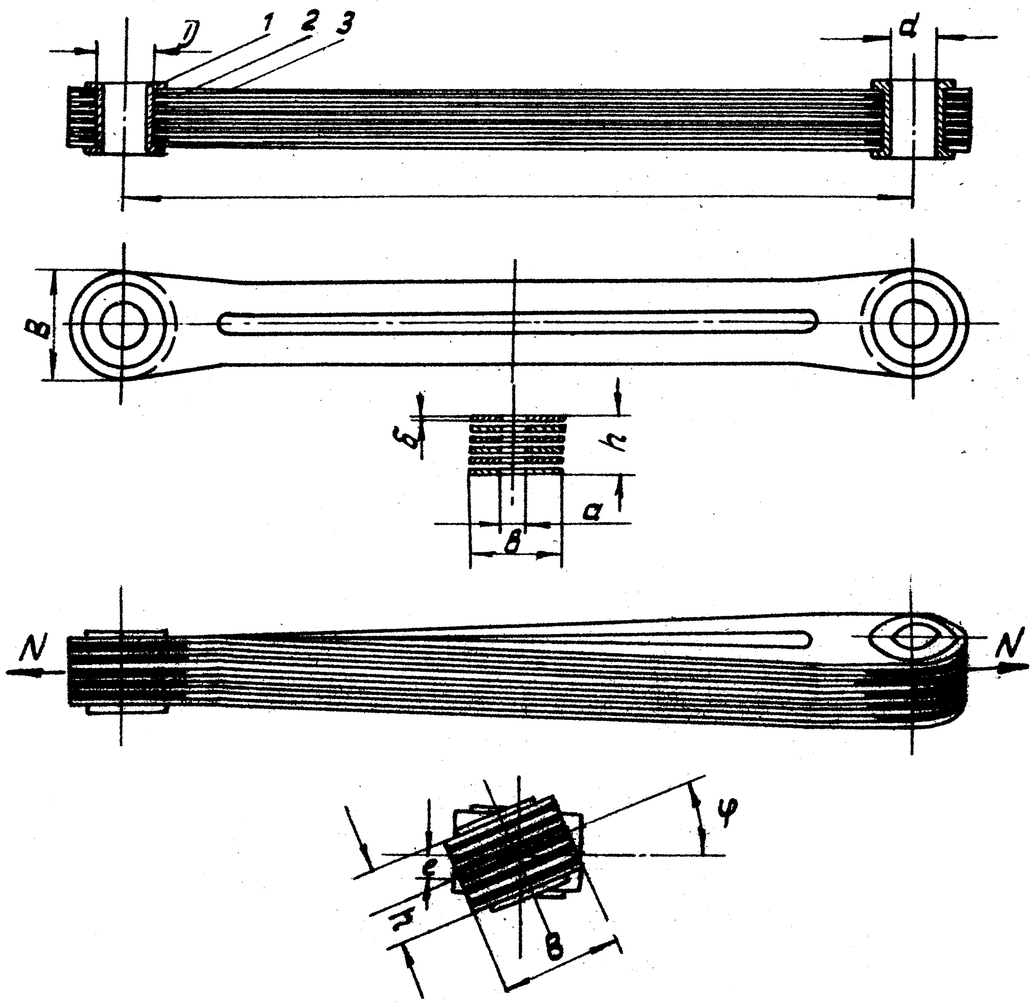


Рис. 2.13. Схема пакета пластинчатого торсиона:
1 – втулка; 2 – прокладка; 3 – пластина

Пакет набирается из пластин толщиной 0,5...0,7 мм из стали 50ХФА или 65Г, а между ними располагают прокладки для предотвращения возможных надиров на пластинках при их смещении. Вместо прокладок можно использовать покрытие пластин составом ВАП-2. Для уменьшения жесткости пластин их изготовляют с продольными прорезями, а для удобства сборки пакет фиксируется втулками путем их развальцовки.

При наличии центробежной силы и изменении угла установки лопасти торсион растягивается и закручивается, в нем возникают нормальные σ_N и касательные $\tau_{кр}$ напряжения. Кроме того, при закручивании торсиона в его пластинах возни-

кает изгиб, создающий дополнительные нормальные напряжения σ_a, достигающие максимальных значений у наиболее удаленных от центра торсиона пластинах, а так как угол установки лопастей изменяется за каждый оборот винта, то нормальные и касательные напряжения в пластинах будут носить переменный характер.

Условие прочности торсиона

$$\sigma_в \geq \sqrt{\sigma^2_{max_{расч}} + 4\tau^2_{кр_{max}}}.$$

Последовательность расчета торсиона:

1. Определяют расчетные нагрузки $N_{ц.б_{расч}} = N_{ц.б}\, f f_1$, где $f_1 = 1{,}25...2$ – коэффициент безопасности, учитывающий сложное нагружение.

Изгибающий момент, возникающий при закручивании пластин,

$$M_{N_{расч}} = \frac{N_{ц.б\ max}}{z} e,$$

где z – число пластин торсиона; e – плечо приложения силы, $e = h \cdot tg\varphi$; h – толщина торсиона.

2. Определяют нормальные напряжения в пластине:

$$\sigma_{max_{расч}} = \sigma_{m_{расч}} + \sigma_{a_{расч}}; \quad \sigma_{m_{расч}} = \frac{N_{ц.б}}{z\ F}.$$

$$\sigma_{a_{расч}} = \frac{M_{N\,расч}}{W} = \frac{N_{ц.б\ расч}}{z\ W}\, h\, tg\,\varphi.$$

Здесь F – поперечное сечение пластины с учетом пазов; W – момент сопротивления изгибу пластины.

3. Определяют касательные напряжения в пластине:

$$\tau_{кр} = \frac{M_к}{W_к},$$

где $M_к = \frac{G J_p \varphi}{57{,}3\ l}$; $W_к$ – момент сопротивления кручению пластины $\frac{1}{3}\delta^2 b$; b – ширина пластины; G – модуль сдвига; J_p – полярный момент инерции, равный $\frac{1}{3}\delta^3 b$; l – рабочая длина пластины.

На отдельных опытных втулках НК применяют эластомерные сферические подшипники. Схема втулки с таким подшипником представлена на рис. 2.14.

Эластомерный подшипник представляет собой часть сферы, состоящей из набора стальных прокладок толщиной 0,4... ... 0,5 мм, армированных резиновыми прокладками толщиной

0,5...0,7 мм. При восприятии осевых нагрузок слои резины работают на сжатие, при восприятии радиальных нагрузок – на сжатие и сдвиг, а при закручивании – на сдвиг.

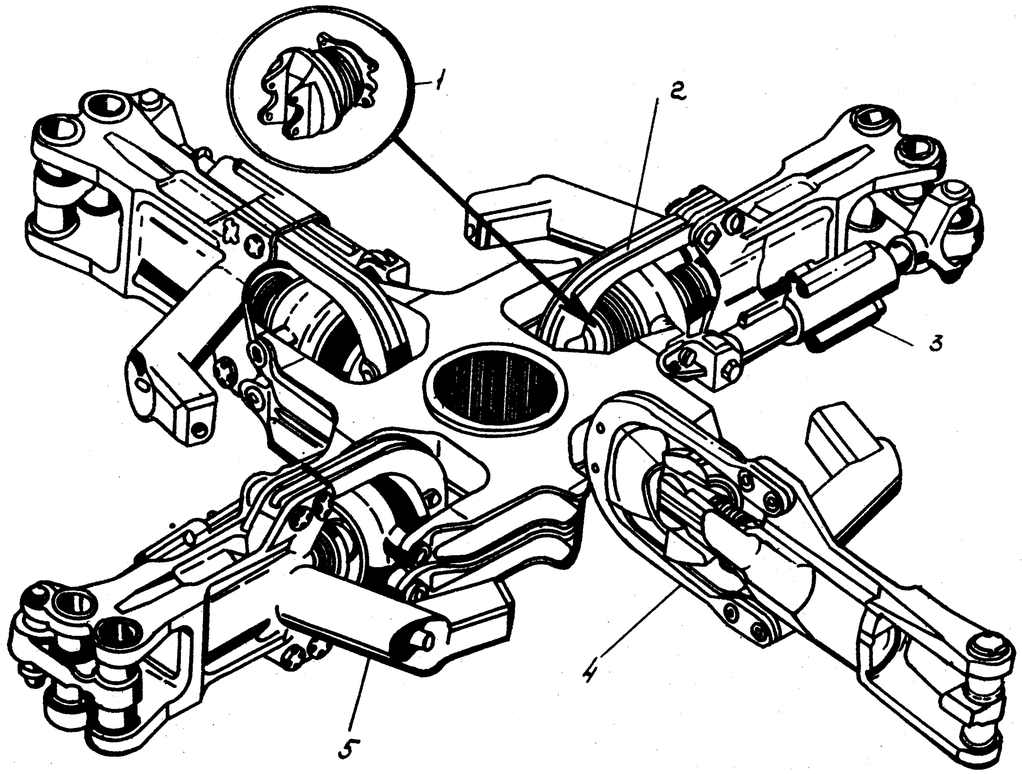


Рис. 2.14. Втулка со сферическими эластомерными подшипниками вертолета "Газель" SA – 341:

1 – эластомерные подшипники (четыре); 2 – скобы крепления лопастей; 3 – демпфер; 4 – траверса; 5 – рычаг управления

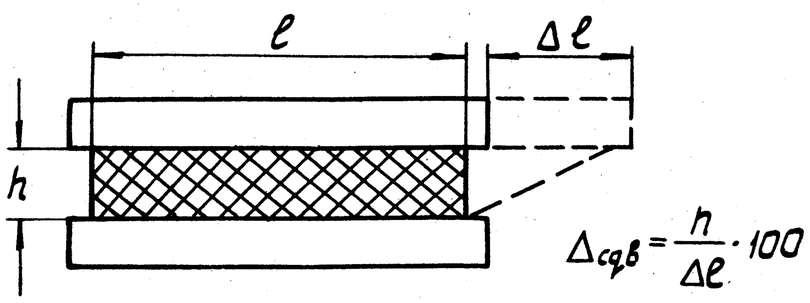


Рис. 2.15. Схема работы эластомера

При конструировании эластомерного подшипника необходимо учитывать способность слоев резины к сдвигу $\Delta_{сдв}$.

Необходимо, чтобы $\Delta_{сдв} \leqslant 70 \pm 50\%$; $\Delta_{сдв} = \frac{h}{\Delta l} 100$ (рис. 2.15). Максимально допустимый сдвиг $\Delta_{сдв} \leqslant 250\%$, после чего может произойти отрыв резины от пластины.

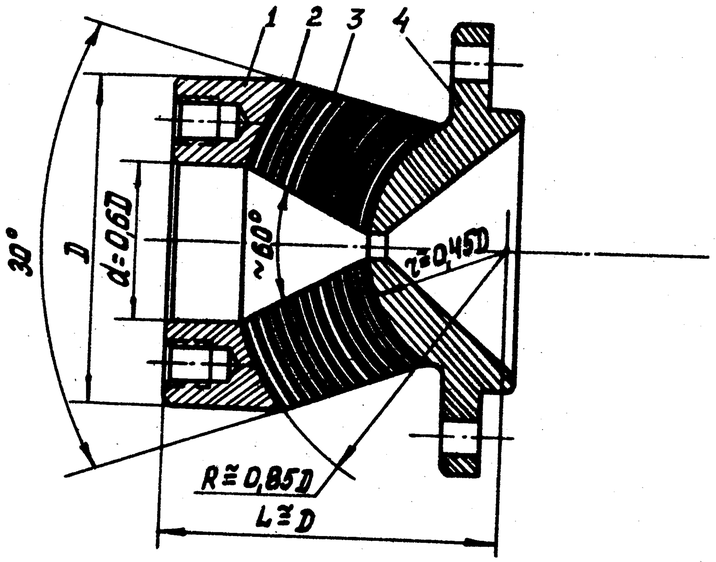


Рис. 2.16. Основные параметры типового эластомерного подшипника:

1 – сферическое кольцо; 2 – эластомер; 3 – сферическая металлическая прокладка; 4 – опорная сфера

При расчете эластомерного подшипника необходимо, чтобы давление на воспринимающую усилие площадь было не более 350...400 даН/см^2. Площадь условно принимается как $F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$. На рис. 2.16 представлены основные параметры типового эластомерного подшипника.

3. Конструирование демпферов

Для уменьшения амплитуды колебаний лопасти относительно вертикального шарнира применяют фрикционные и гидравлические демпферы.

Потребный демпфирующий момент составляет 10...17% от крутящего момента лопасти.

Фрикционный демпфер создает момент трения

$$M_{тр} = \frac{\pi}{12} f_{тр}\, p\, z_д \left(D_н^3 - D_{вн}^3\right),$$

где $f_{тр}$ – коэффициент трения, равный 0,35; p – давление на площадь дисков, равное 1,5...2 даН/см^2; z – число трущихся

поверхностей дисков; $D_н$ и $D_{вн}$ – соответственно наружный и внутренний диаметры дисков.

Конструктивная схема фрикционного демпфера представлена на рис. 2.17. Наиболее широко применяются гидравлические демпферы, так как их характеристики для всех лопастей идентичны.

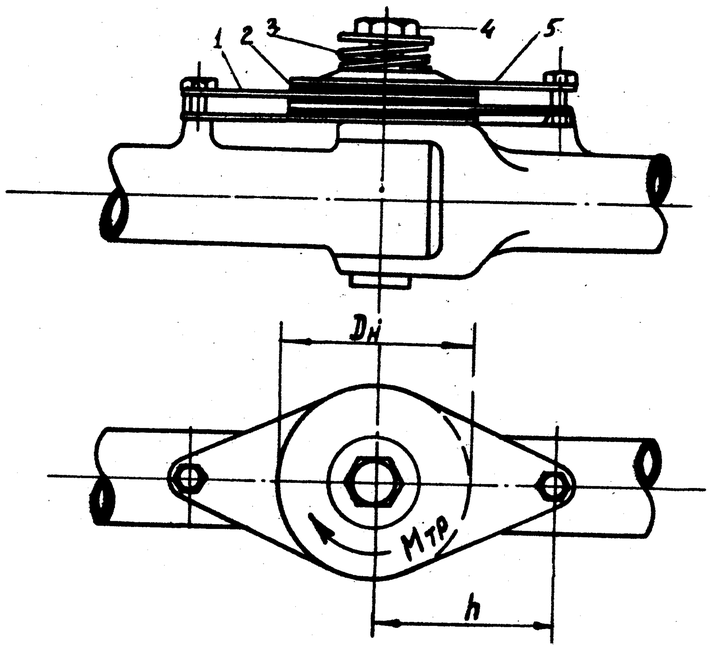
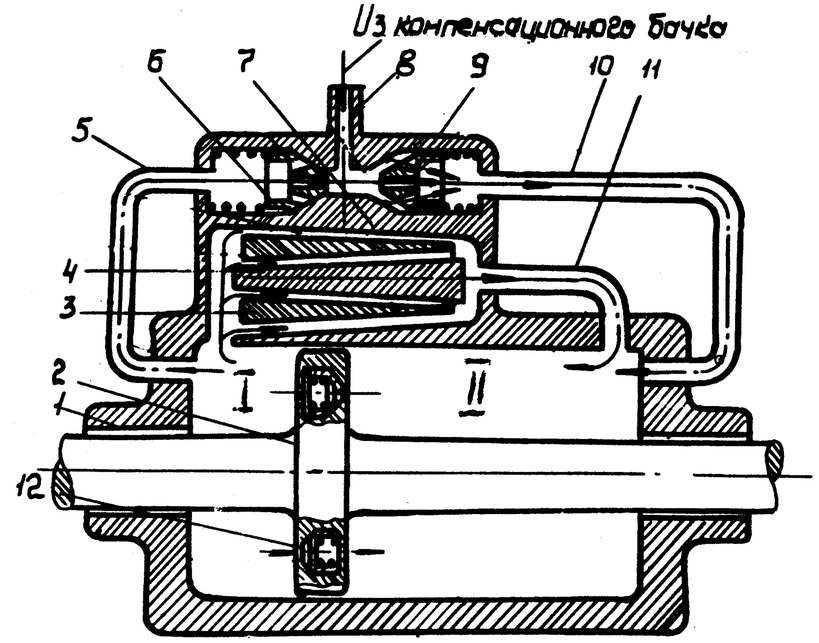


Рис. 2.17. Схема фрикционного демпфера:
1 – неподвижная пластина; 2 – фрикционная прокладка; 3 – пружина для создания усилия; 4 – натяжной болт; 5 – подвижная пластина

На рис. 2.18 представлена принципиальная схема работы демпфера. При колебании лопасти относительно ВШ корпус демпфера 1 перемещается относительно штока, на котором расположен поршень 2. При вытеснении жидкости из полости 1 в полость II по каналу (или наоборот) за счет сопротивления жидкости создается усилие, равное $P_д = p\,(S_п - S_ш)$, или момент $M_д = P_д\, r_д$, прямо пропорциональные амплитуде.

Зависимость демпфирующей силы (или момента) от скорости перемещения корпуса демпфера представлена на рис.2.19. Здесь же показана зависимость демпфирующей силы от угловой скорости фрикционного демпфера. Демпфирующая сила фрикционного демпфера постоянна по частоте вращения дисков, и работа, совершенная демпфером, представляет собой заштрихованную площадь $ACDE$.



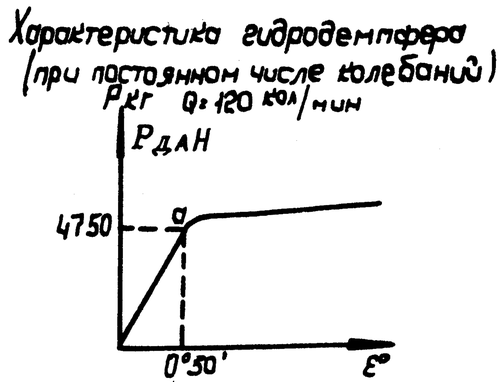


Рис. 2.18. Принципиальная схема гидравлического демпфера и его основных элементов:
1 – цилиндр демпфера; 2 – поршень; 3 и 4 – зазоры в игле; 5, 10 и 11 – каналы; 6 и 9 – компенсационные клапаны; 7 – корпус клапанов; 8 – канал; 12 – клапан

У гидравлического демпфера вначале перетекание жидкости из полости 1 в полость II осуществляется через калиброванные отверстия, регулируемые иглой (см.рис. 2.18). В этом случае демпфирующая сила возрастает по закону параболы (кривая EB), и работа, совершенная демпфером, выражается площадью EBF, в 3 раза меньшей площади $ABFE'$ (рис. 2.19).

При увеличении скорости перемещения более V_1 сильно возрастают давление и усилие $P_д$, достигая расчетного значения в точке B. При этом давлении срабатывают предохра-

нительные клапаны, и характеристика демпфера резко меняется. Давление и усилие становятся практически постоянными величинами. В этом случае работа, совершенная демпфером, составляет площадь $FBCD$. Такая характеристика

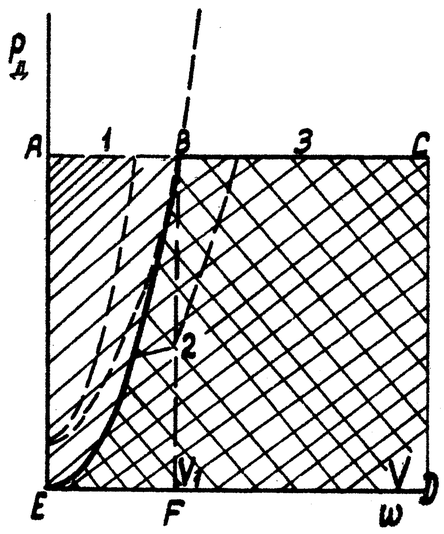


Рис. 2.19. Зависимость демпфирующей силы от скорости перемещения корпуса демпфера:
1 – характеристики фрикционного демпфера; 2 – характеристика гидравлического демпфера при работе только жиклеров; 3 – характеристика фрикционного и гидравлического демпферов при открытии клапана у гидравлического демпфера

позволяет иметь необходимое усилие (момент) демпфирования при больших скоростях и почти нулевые усилия при малых скоростях перемещения цилиндра демпфера по штоку. Последнее обстоятельство весьма важно при запуске винта, так как лопасти легко устанавливаются в необходимое положение.

4. Расчет гидравлического демпфера

Максимальный момент, создаваемый демпфером, определяется из условий прочности лопасти. Если при этом не достигается необходимый запас по земному резонансу, то он должен быть дополнен соответствующим выбором характеристик амортстойки шасси. Последовательность при расчете гидравлического демпфера следующая:

1. Определяют потребный момент демпфирования

$$M_д = (0{,}1 \ldots 0{,}17)\ M_{кл} = 716{,}2\ \frac{N}{n}\ \frac{\xi}{z}\ (0{,}1 \ldots 0{,}17).$$

Здесь ξ – коэффициент потерь мощности двигателя.

2. Отсюда максимальное усилие демпфирования

$$P_{д\,max} = \frac{M_{д\,max}}{r_д},$$

где $r_д$ – расстояние между осью крепления цилиндра демпфера и осью ВШ.

3. Определяют скорость движения цилиндра демпфера

$$V = \frac{4\theta r_д n}{57{,}3\ \ 60} = \frac{\theta r_д n}{860}.$$

4. Подсчитывают максимальное давление в жидкости демпфера

$$p = \frac{P_{д\,max}}{F} = \frac{P_{д\,max}}{S_п - S_ш},$$

которое приблизительно равно 60...100 даН/см^2.

На участке характеристики демпфера EF, когда жидкость перетекает только через жиклеры,

$$P_д = \frac{\gamma F_д^2}{2g(\mu f_ж)^2} V_д^2 + P_{тр}.$$

Здесь γ – удельный вес жидкости; $f_ж$ – сечение жиклера; μ – коэффициент истечения, равный 1,3...1,5 для отверстий с закругленными краями; $F_д$ – площадь поршня демпфера; V – скорость перемещения; $P_{тр}$ – сила трения манжет.

5. Определим проходное сечение жиклера из условия

$$P_д = pF_п = \frac{\gamma}{g}\ \frac{v_ж^2}{2} \cdot \frac{\mu f_ж v_ж}{V_д} = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{v_ж^3}{2} \cdot \frac{\mu f_ж}{V_д};$$

$$F_п V_п = \mu f_ж v_ж, \quad \text{но} \quad F_п V_д = \mu f_ж v_ж;\ v_ж = \frac{F_п V_д}{\mu f_ж};$$

$$P_д = \frac{\gamma}{2g}\ \frac{F_п^3 V_д^3}{(\mu f_ж)^3}\ \frac{\mu f_к}{V_д} = \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{F_п^3 V_д^2}{f_ж^2 \mu^2},$$

откуда

$$f_ж = \sqrt{\frac{\gamma}{2g}\ \frac{F_н^3}{\mu^2}\ \frac{V_д^2}{P_д}}.$$

Проходная площадь клапанов $f_к = f_\Sigma - f_ж$.

6. Суммарная площадь определяется из условия

$$f_\Sigma = \sqrt{\frac{\gamma}{2g}\ \frac{F_д^2}{\mu_к^2}\ \frac{V_{д\,max}^2}{P_{д\,max}}}.$$

Недостатком демпферов со ступенчатой характеристикой является наличие "порога возбуждения". Вертолет, будучи устойчивым при малых амплитудах колебаний, может стать неустойчивым при больших амплитудах, как это имеет место у фрикционных демпферов, а у гидравлических при малых ам-

плитудах, если нет предохранительных клапанов, и при больших, если таковые есть. Для того чтобы исключить "порог возбуждения", необходимо ввести дополнительный упругий элемент, позволяющий обеспечить достаточное демпфирование при земном резонансе и иметь малые изгибающие моменты в комле лопасти при поступательном полете вертолета.

5. Конструирование лопастей несущего винта

При выборе основных размеров лопасти обычно бывают заданы:

диаметр несущего винта $D_{нв}$, м;
заполнение несущего винта σ;
число лопастей z;
форма лопасти в плане;
профиль (профили) поперечного сечения лопасти;
крутка лопасти;
материалы, из которых выполняется лопасть.

Кратко рассмотрим эти параметры, так как более подробно они рассматриваются в курсах "Проектирование вертолета", "Конструкции вертолета" и "Аэродинамика несущего винта".

Форма лопасти в плане может быть разнообразной. Она зависит от требований аэродинамики, прочности, технологии производства, взлетной массы вертолета и условий эксплуатации. На рис. 2.20 представлены геометрические характеристики форм лопастей, наиболее широко применяемых в вертолетостроении.

Так как коэффициент профильной мощности лопастей $m_{пр}$ составляет более половины суммарных потерь, то рассмотрим влияние геометрических параметров лопасти на ее профильное сопротивление.

На рис. 2.21 показаны значения коэффициента профильной мощности лопастей различных геометрических форм при изменении коэффициента пропульсивной тяги.

Из рассмотренных форм лопастей наименьшее значение $m_{пр}$ у трапециевидной закрученной лопасти со скоростным профилем на конце (1). Несколько уступает ей прямоугольная закрученная лопасть со скоростным профилем на конце (2), но она имеет значительные преимущества перед трапециевидной с точки зрения проектирования и технологии изготовления. Наибольшее профильное сопротивление обычно имеют лопасти прямоугольные, плоские, без скоростных профилей на концах, у которых величина профильного сопротивле-

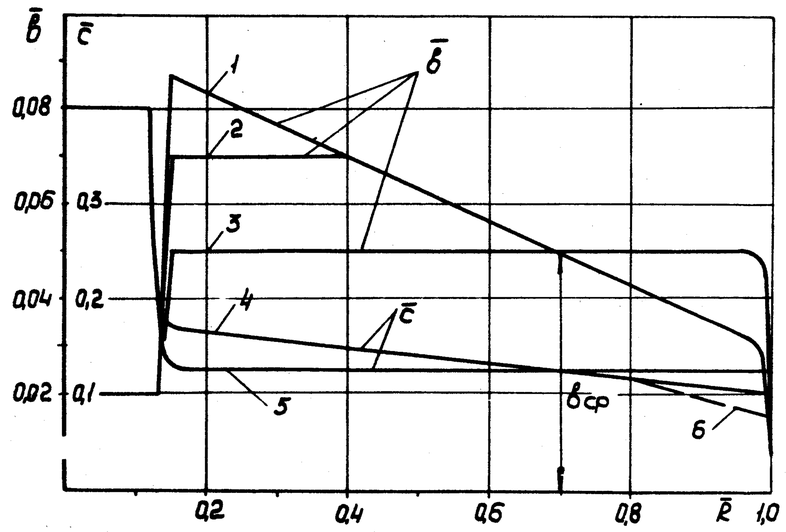


Рис. 2.20. Геометрические характеристики лопастей:
1 – трапециевидная лопасть; 2 – полутрапециевидная лопасть; 3 – прямоугольная лопасть; 4 – с переменной относительной толщиной профиля; 5 – с постоянной относительной толщиной; 6 – с переменной относительной толщиной и махоустойчивой законцовкой

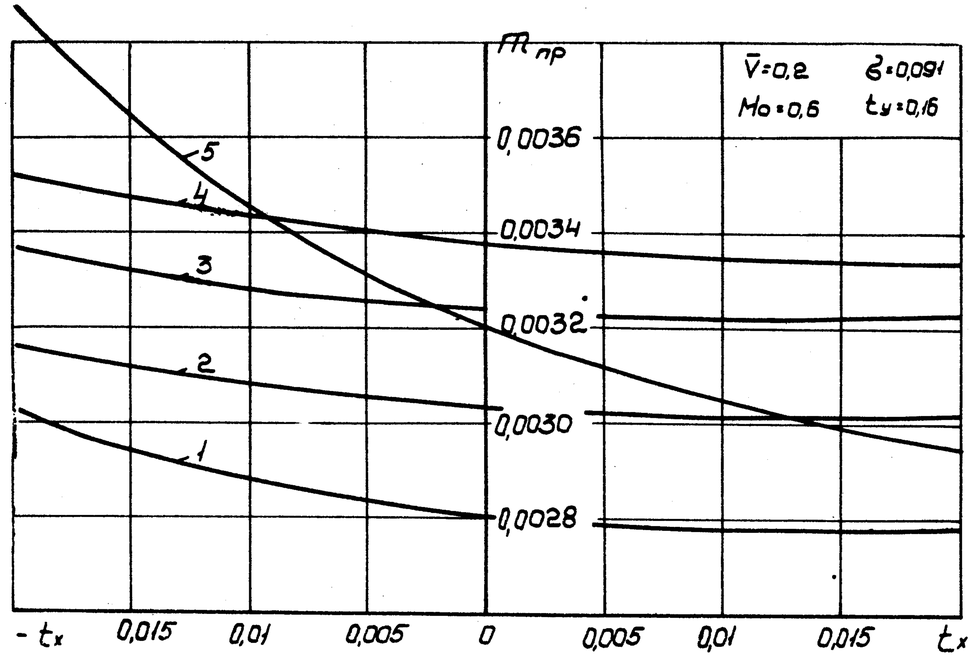


Рис. 2.21. Зависимость коэффициента профильной мощности несущих винтов от формы лопастей:
1 – трапециевидная закрученная лопасть со скоростным профилем на конце; 2 – прямоугольная закрученная лопасть со скоростным профилем на конце; 3 – прямоугольная закрученная лопасть с профилем *NACA* 23012; 4 – прямоугольная закрученная лопасть с симметричным профилем *NACA* 0012; 5 – трапециевидная плоская лопасть со скоростным профилем на конце

ния на режиме висения на 20 и более процентов больше по сравнению с трапециевидной закрученной со скоростным профилем на конце.

При полете на малых значениях $M_0 \leqslant 0{,}5$ применение трапециевидной закрученной лопасти дает снижение $m_{пр}$ на 8% по сравнению с прямоугольной закрученной, что снижает потребную мощность двигателя примерно на 4%.

При полете на больших значениях $M_0 \geqslant 0{,}6 \ldots 0{,}7$ и $\omega R = 230 \ldots$ $\ldots 240$ м/с применение скоростных профилей на концах лопастей крайне необходимо, так как они снижают профильное сопротивление до 40% и более, что уменьшает потребную мощность примерно на 20...25% [7] .

На режиме самовращения форма лопасти не играет существенной роли, на этом режиме большое влияние оказывает ее крутка. Так, закрученная лопасть, имеющая преимущества на режиме висения и взлета, оказывается значительно хуже плоской на режиме самовращения.

При определении ширины лопасти на характерном радиусе исходят из соотношений

$$b_{ср} \approx b_{0,7} = \frac{\sigma \pi R}{z} \quad \text{или} \quad \bar{b}_{0,7} = \frac{b_{0,7}}{R} = \frac{\sigma \pi}{z}.$$

Но так как $\frac{\sigma}{z}$ у лопастей несущих винтов современных вертолетов изменяется в пределах от 0,015 до 0,02, то $\bar{b}_{0,7} =$ $= (0{,}015 \ldots 0{,}02)\pi$ и составляет 0,0471...0,0628, а в среднем 0,055. Тогда приближенно можно принимать величину $b_{0,7} =$ $= \bar{b}_{0,7} R \approx 0{,}055\, R$.

Относительная толщина профилей лопасти $\bar{c}$ выбирается из условий их несущей способности, плавности срывных характеристик, минимального профильного сопротивления и минимальных волновых потерь.

Наиболее употребительными профилями являются профили *NACA* -230, симметричные профили *NACA* -000, скоростной профиль ЦАГИ П-57-9 и др., а также профили, специально создаваемые для лопастей.

При выборе профиля поперечного сечения лопасти отдают предпочтение тому, у которого сравнительно малое профильное сопротивление, выше несущая способность, $M_{кр}$, $\alpha_{кр}$, плавно изменяется несущая способность на закритических углах атаки и мало перемещается центр давления с ростом углов атаки и числа М.

Авторами А. Дебано и М. Поларсом[x] опубликована простейшая система управления пограничным слоем профиля лопасти с использованием центробежного отсоса воздуха на верхней поверхности лопасти. Под действием центробежной силы давление воздуха в лонжероне падает по квадратичному закону $m\omega^2 R$ или $\Delta p = \rho(\omega R)^2$, что приводит к значительному разрежению в лонжероне. Соединив щели, предназначенные для отсоса пограничного слоя, с полостью лонжерона, получим естественную систему отсоса, а сделав на выходе в конце лонжерона клапан, можно задавать закон отсоса по азимуту. На рис. 2.22 показана схема устройства и график снижения профильного сопротивления лопасти в зависимости от типа и ширины щели. Очевидно, закрыв отверстие в конце лонжерона, мы создадим давление внутри лонжерона, которое аналогичным способом можно использовать для сдува пограничного слоя, не прибегая к сложным устройствам, необходимым для создания и подачи сжатого воздуха на вращающиеся лопасти через и без того сложную втулку винта.

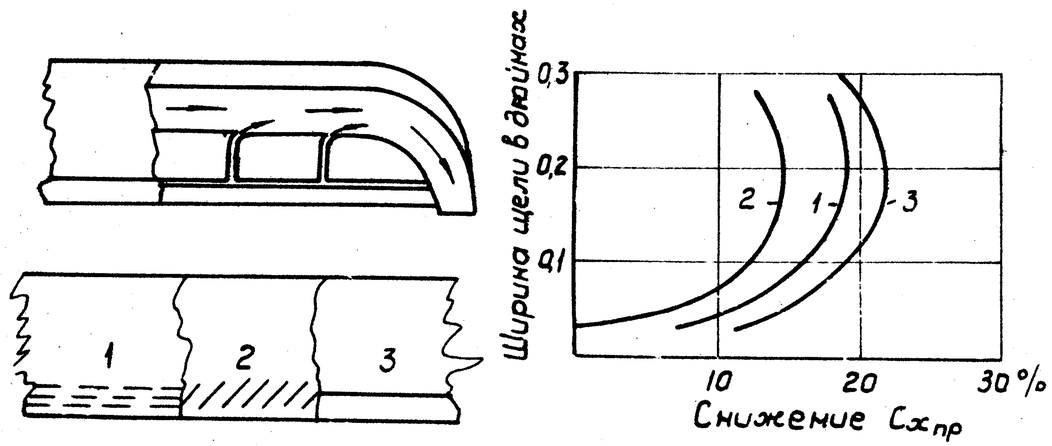


Рис. 2.22. Зависимость коэффициента профильного сопротивления лопасти от типа и размеров щели:
1 – прямые дискретные щели; 2 – наклонные щели; 3 – одна длинная щель

Описанное устройство позволяет снизить профильное сопротивление лопасти более чем на 20%, что, казалось бы, уменьшит потребную мощность на вращение винта примерно на 10%. Но, учитывая сопротивление протекающего через лопасть воздуха, равное произведению секундной массы на среднюю окружную скорость, получим увеличение потребной мощности, которое сведет почти на нет выигрыш от снижения профильного сопротивления.

Как выше указывалось, улучшение характеристик несущего винта представляет значительный интерес, особенно при создании вертолетов большой грузоподъемности. Известно

x См. журнал *Aircraft Engineering* , 1968, № 9.

(см.курс проектирования вертолета), что увеличения грузоподъемности при одной и той же взлетной массе можно достигнуть повышением коэффициента весовой отдачи и уменьшением аэродинамических потерь винта, и в первую очередь снижением профильного сопротивления лопастей.

Но так как профильные потери пропорциональны третьей степени скорости, а сила тяги пропорциональна второй степени, то выгодно создавать силу тяги частью лопасти, более близко расположенной к ее комлю, работающей на небольших скоростях, уменьшая углы атаки на концах лопастей.

Рассмотрим кратко влияние крутки лопастей на характеристики несущего винта. Крутка винта играет большую положительную роль на режиме висения и вертикального взлета вертолета, создавая равномерность индуктивных скоростей по радиусу и тем самым повышая относительный КПД винта.

При поступательном полете крутка также повышает эффективность винта, снижая влияние сжимаемости.

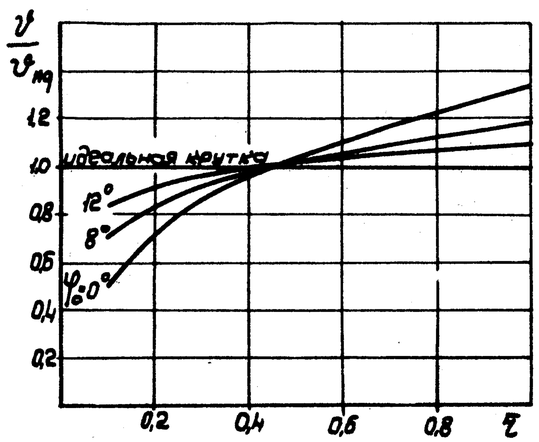


Рис. 2.23. Зависимость отношения индуктивной скорости по радиусу к индуктивной скорости с идеальной круткой от величины крутки лопасти φ_0

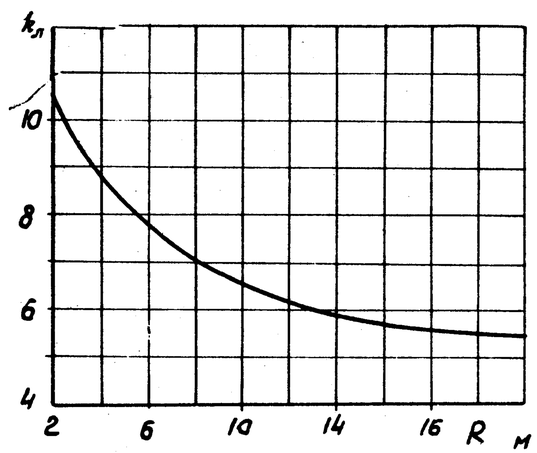


Рис. 2.24. Зависимость весового коэффициента $k_л$ от радиуса лопасти для современных конструкций лопастей

На рис. 2.23 показана зависимость отношения индуктивной скорости по радиусу винта к индуктивной скорости винта, имеющего идеальную крутку, от различных значений крутки лопастей. Наличие примерно 12%-ной крутки приближает распределение индуктивных скоростей к идеальному настолько, что дальнейшее увеличение крутки нецелесообразно, так как наличие крутки ухудшает срывные характеристики на попятно идущей лопасти и снижает ее авторотационные свойства.

При создании конструкции лопасти необходимо также стремиться к снижению ее массы, поскольку от массы лопасти зависит ее центробежная сила, действующая на сочленение и втулку винта, а как следствие и на сами эти агрегаты. Но на пути снижения массы лопасти имеется ряд ограничений: по величине махового движения лопасти, по массовой характеристике лопасти и по минимально осуществимым конструктивно-технологическим размерам деталей.

Переменные напряжения и имеющиеся запасы по крутильно-маховому и хордовому флаттеру и дивергенции зависят от массовой характеристики лопасти γ_0 [10]:

$$\gamma_0 = \frac{c_y^\alpha \rho b_{0,7} R^4}{2 J_{гш}}.$$

Здесь c_y^α – производная коэффициента подъемной силы по углу атаки профиля; ρ – плотность воздуха на высоте H=0; $J_{гш}$ – момент инерции лопасти относительно оси горизонтального шарнира.

Так как $J_{гш} = k_1 m_л R^2$, то $\gamma_0 = \frac{c_y^\alpha \rho b_{0,7} R^2}{2 k_1 m_л}$, где $m_л$ – масса лопасти, кг.

Но суммарная масса лопастей

$$\sum m_л = k_л \sigma R^3.$$

Подставив суммарную массу лопастей в формулу для γ_0, получим

$$\gamma_0 = \frac{c_y^\alpha \rho b_{0,7} R^2 z}{2 k_1 k_л \sigma R^3}.$$

Заменив σ ее значением $\sigma = \frac{z b_{0,7}}{\pi R}$, имеем

$$\gamma_0 = \frac{c_y^\alpha \rho \pi}{2 k_1 k_л},$$

откуда

$$k_л = \frac{c_y^\alpha \rho \pi}{2 k_1 \gamma}.$$

Но масса одной лопасти $m_л = \frac{k_л \sigma R^3}{z}$. Заменим σ ее значением, получим

$$m_л = \frac{k_л b_{0,7} R^2}{\pi} \quad \text{или} \quad m_л \cong 0{,}0175\, k_л R^3.$$

Зависимость $k_л$ от радиуса лопасти представлена на рис. 2.24.

На основании опыта, полученного при конструировании лопастей, установлено, что большая часть явлений, препятствующих нормальной работе несущего винта, легко устраняется при массовой характеристике лопастей γ_0 = 4...5 и суше-

ственно труднее – при относительно более легких лопастях когда $\gamma_0 = 6...7$ [12]. Снижение конструктивно-технологической массы лопасти сравнительно легко достижимо для лопастей больших размеров и приводит к большим значениям массовой характеристики $\gamma_0 > 4...5$. Минимально осуществимой массой лопасти малых размеров является масса, при которой $\gamma_0 < 3...4$.

Лопасть должна быть спроектирована так, чтобы действующие в лонжероне напряжения от центробежной силы и от собственного веса лопасти находились в допустимых пределах

$$\sigma_{ц.с} \leqslant (\sigma_{ц.с})_{доп};$$

$$\sigma_{изг} \leqslant (\sigma_{изг})_{доп};$$

для стали $(\sigma_{ц.с})_{доп} = 22...26$ даН/мм^2;
для авиаля $(\sigma_{ц.с})_{доп} = 7...8$ даН/мм^2;
для титана $(\sigma_{ц.с})_{доп} = 15...16$ даН/мм^2;
для СВАМ (1:1) $(\sigma_{ц.с})_{доп} = 6...8$ даН/мм^2;
для СВАМ (10:1) $(\sigma_{ц.с})_{доп} = 14...15$ даН/мм^2;

$$(\sigma_{изг})_{доп} = \sigma_{разр} / f\delta,$$

где f – коэффициент безопасности, равный 1,5; δ – коэффициент увеличения максимальных напряжений при падении лопасти на ограничитель (см. случай П-3) по отношению к напряжениям от собственного веса лопасти.

При конструировании лопасти необходимо стремиться к расположению материала лонжерона на максимально возможном расстоянии от осей жесткости профиля. Это увеличивает жесткость лопасти, снижает действующие напряжения и позволяет снизить ее массу. Поэтому наилучшей формой лонжерона является та, где материал располагается по внутреннему контуру профиля.

С ростом жесткости лопастей возрастают и частоты собственных колебаний лопасти. Это позволяет удалиться от резонансных колебаний.

Увеличение жесткости лопасти в плоскости взмаха может быть достигнуто за счет увеличения относительной толщины профиля поперечного сечения лопасти, но это вызывает увеличение профильного сопротивления, а следовательно, снижает аэродинамическое качество винта. Увеличение жесткости в плоскости вращения у прессованных лонжеронов и лонжеронов, изготовленных из композиционных материалов, достигается за счет увеличения относительной ширины лонжерона, но при $b_л > 0{,}4b$ сильно смещается назад центровка лопасти, из-за чего требуется больший по массе противофлаттерный (мертвый) груз.

Рассмотрим типовую схему изменения погонного веса, высоты лонжерона и статических напряжений в зависимости от радиуса лопасти, разделив последний на три части (рис. 2.25).

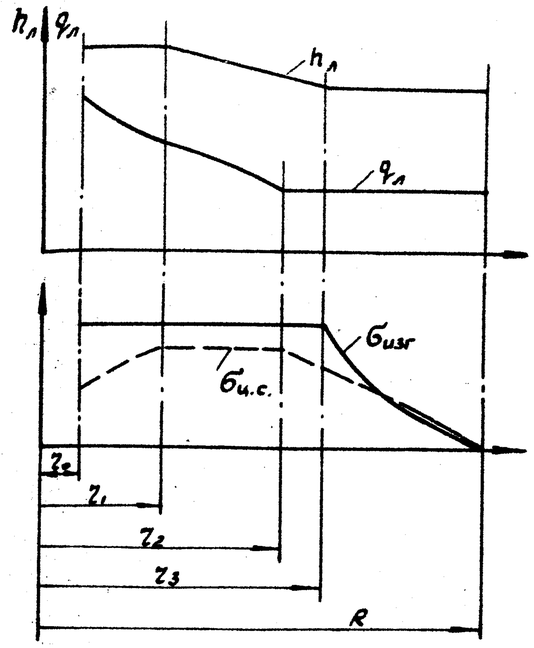


Рис. 2.25. Типовая схема зависимостей погонного веса, высоты лонжерона и статических напряжений от радиуса лопасти

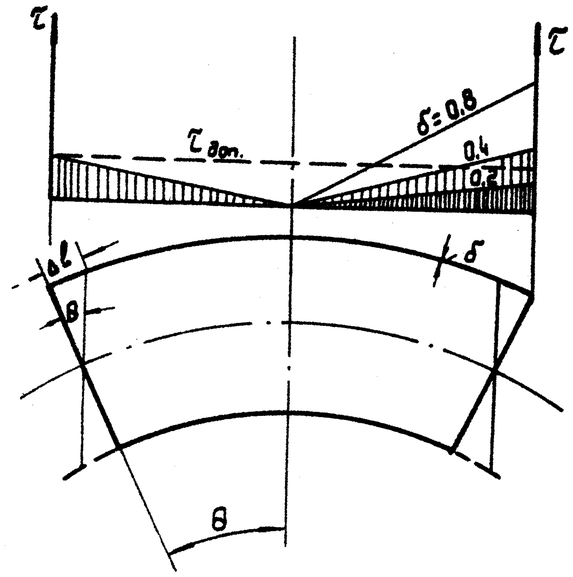


Рис. 2.26. Приклейка отсеков лопасти к лонжерону

Участок от R до r_2 мы будем называть баластным участком, так как на этом участке лопасти располагается балансировочный груз. Напряжения от изгиба и центробежных сил возрастают от нуля до допускаемых значений. На участке от r_2 до r_1 сохраняются допускаемые значения напряжений за счет увеличения высоты и толщины стенок лонжерона, а на участке от r_1 до r_0 сохраняются постоянные значения $\sigma_{изг}$ при постоянном h за счет утолщения стенок лонжерона. При этом напряжения от центробежных сил несколько снижаются.

Пользуясь формулами строительной механики и расчета на прочность, можно произвести предварительный расчет прочности сконструированной лопасти и заполнить табл. 2.2.

По данным таблицы с использованием формул расчета на прочность можно построить зависимости q, i, $GJ_{кр}$, EJ_y, EJ_x, $N_{ц.б}$ и σ от относительного радиуса винта.

Таблица 2.2

Номера участков	$\bar{r}_{сеч}$	$q_{ср}$ г/см	$\Delta\bar{r}$	$\Delta G = q\Delta\bar{r}R$	$\bar{r}_{ц.м}$ участка	$\Delta M_{ов} = \Delta G\bar{r}_{ц.м}$	$\Delta J_{ов} q = \Delta G\bar{r}^2_{ц.м}$	$\Delta N = \Delta M_{ов}\frac{\omega^2}{g}R$	$N = \Sigma\Delta N$	$F_{пр}$ см² лонжерона	$\sigma_{ц.с}$ даН/м²

Снижения действующих в лонжероне лопасти переменных напряжений можно достигнуть за счет снижения γ_0, но при этом нет конструктивно-технологической возможности изготовить лопасть, так как стенки лонжерона и толщина обшивки становятся настолько малыми, что возможна потеря их устойчивости. Масса наконечника лопасти у существующих лопастей составляет от 10 до 17% массы лопасти и может быть определена по формуле из работы [10] :

$$m_{нак} = K_{нак}\,(N_л)^{3/2},$$

где $N_л$ – центробежная сила лопасти в тысячах деканьютонов (даН); для наконечников лонжеронов из стальных труб $K_{нак}$ = 0,055, а для наконечников прессованных лонжеронов $K_{нак}$ = 0,135.

Приклейка отсеков к лопасти требует минимальной толщины обшивки из-за появления больших напряжений среза по концам отсека (рис. 2.26). Срезывающая клеевой слой сила $P = f\,(l, \delta, y_к)$.

По соображениям простоты изготовления в серийном производстве, повышения ресурса и надежности большое распространение получили стеклопластиковые лопасти, трапециевидные и прямоугольные в плане с лонжероном $Д$-образной формы. Благодаря наличию оптимальной крутки и хорошей поверхности лопасти КПД такого винта достаточно высок. Поэтому мы кратко остановимся на анализе такого типа лопасти, для чего воспользуемся методикой профессора И.П. Братухина, как наиболее удобной для приближенных расчетов прямоугольных в плане лопастей. Анализ трапециевидных лопастей можно производить по этой же методике, несколько модернизировав формулы для $y_к$ и $б$.

В качестве расчетного примем сечение, указанное на рис. 2.27. Его конструкция пригодна как для механического, так и для реактивного привода несущего винта вертолета. Это сечение является также типовым для лонжеронов, изготовленных из алюминиевых сплавов и из композиционных материалов.

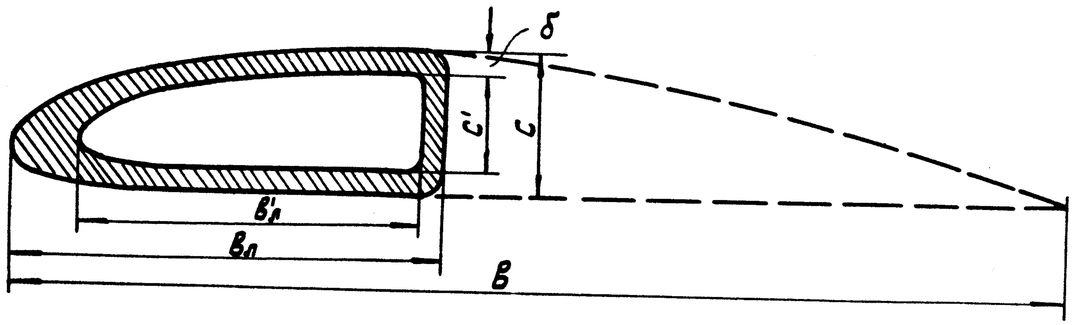


Рис. 2.27. Типовое расчетное сечение лонжерона

Определим площадь поперечного сечения лонжерона на расчетном радиусе лопасти:

$$f_л = \bar{f}_л\, bc;\quad \bar{b}_л = \frac{b_л}{b};\quad \bar{c} = \frac{c}{b};\quad b_л' = b_л - 3\delta;\quad c' = c - 2\delta;$$

$$\bar{f}_л = 0{,}86\,\bar{b}_л\left[1-\left(1-\frac{3\delta}{b_л}\right)\left(1-\frac{2\delta}{c}\right)\right].$$

При $\delta = 0{,}1c$; $\bar{c} = 0{,}12$; $b_л = V\alpha r$ получим $\bar{f}_л = 0{,}173\,\bar{b}_л + 0{,}0241$.

Момент инерции и момент сопротивления относительно оси x-x на расчетном радиусе

$$J_{xx} = \bar{J}_{xx}\, bc^3;\quad W_{xx} = \bar{W}\, bc^2 = \frac{2J_{xx}}{c};$$

$$\bar{J}_{xx} = 0{,}066\,\bar{b}_л\left[1-\left(1-\frac{3\delta}{b_л}\right)\left(1-\frac{2\delta}{c}\right)^3\right].$$

Момент инерции и момент сопротивления относительно оси y-y на расчетном радиусе

$$J_{yy} = \bar{J}_{yy}\, cb^3;\quad W_{yy} = \bar{W}_{yy}\, cb^2 = \frac{2J_{yy}}{b};$$

$$\bar{J}_{yy} = 0{,}063\,\bar{b}_л\left[1-\left(1-\frac{2\delta}{c}\right)\left(1-\frac{3\delta}{b}\right)^3\right].$$

Площадь канала внутри лонжерона (для компрессорного привода)

$$F_{кан} = \bar{F}_{кан}\, cb^3;\quad \bar{F}_{кан} = 0{,}86\,\bar{b}_л\left(1-\frac{3\delta}{b_л}\right)\left(1-\frac{2\delta}{c}\right);$$

при $\delta = 0{,}1$; $\bar{c} = 0{,}12$; $b_л = V\alpha r$ $\bar{F}_{кан} = 0{,}689\,\bar{b}_л - 0{,}0247$.

Напряжения в лонжероне лопасти от центробежных сил

$$\sigma_{ц.с} = \frac{\gamma(\omega R)^2}{g k_1} \frac{1}{2}\left(1-\bar{r}^2\right), \quad \text{где} \quad k_1 = \frac{f_л R \gamma}{m_л}.$$

Максимальное напряжение будет при $\bar{r} = 0$.

Напряжение в лонжероне в случае с двигателем, установленным на конце лопасти:

$$\sigma_{ц.с} = \frac{\gamma(\omega R)^2}{2 g k_1}\left(1 + 2\frac{m_{дв}}{m_л}\right).$$

Напряжения в лонжероне невращающейся лопасти от изгиба собственным весом (при стоянке)

$$\sigma_{изг} = \frac{m_л R \frac{1}{2}\left(1-\bar{r}\right)^2}{\overline{W}_{xx} b c^2}.$$

Допустимая удельная прочность

$$\frac{\sigma_{доп}}{\gamma} = \frac{\sigma_в}{\gamma} \frac{1}{n^3 f}.$$

Прогиб конца лопасти

$$y_к = \frac{m_л R^3}{8 E J_{xx}};$$

для двигателя, расположенного на конце лопасти,

$$y_к = \frac{m_л R^3}{8 E J_{xx}}\left(1 + \frac{8}{3}\frac{m_{дв}}{m_л}\right);$$

но масса лопасти

$$m_л = \frac{\bar{f}_л c b R \gamma}{k_1};$$

тогда

$$y_к = \frac{\bar{f}_л R^2 \gamma}{k_1 8 E \bar{J}_{xx} \bar{c}^2 \pi^2 \left(\frac{\sigma}{z}\right)^2}$$

и относительный свес лопастей

$$\frac{y_к}{R} = \frac{\bar{f}_л R \gamma}{8 k_1 E \bar{J}_{xx} \bar{c}^2 \pi^2 \left(\frac{\sigma_{0,1}}{z}\right)^2}.$$

Если угол свеса на стоянке положительный, тогда

$$y_{конц} = \alpha'_{св} R - y_к.$$

При конструировании лопасти большой длины необходимо учитывать дополнительные эксплуатационные мероприятия:

навеску лопастей (убирающиеся верхние рымболты);

разъемы лопастей (при очень большой длине);

транспортировку (места опор для упаковки);

крепление лопастей на стоянке (убирающиеся нижние рымболты).

Типовой чертеж лопасти представлен на рис. 2.28.

До появления современной вычислительной техники выполнялись в основном поверочные расчеты для спроектированной лопасти. Определялись такие параметры, как погонный вес лопасти, ее центровка, жесткостные и частотные характеристики. Конструирование и расчет параметров лопасти – весьма трудоемкий процесс, он занимает много времени, от нескольких месяцев до полутора лет, так как является итерационным процессом. Объясняется это тем, что большое число параметров лопасти: геометрических, массовых, прочностных и частотных – взаимосвязаны сложными и не всегда явными зависимостями, а проектирование методом последовательных приближений еще больше увеличивает количество расчетных работ.

Механизация расчетных работ позволяет значительно сократить сроки проектирования и повысить их качество.

Проектирование лопасти на больших ЭВМ исключают влияние конструктора на ход расчета, лишает его понимания влияния отдельных параметров на получаемые результаты и почти не сокращает затраты времени на проектирование. Разработан ряд методов выбора конструктивных параметров лопасти несущего винта вертолета с использованием как малой диалоговой ЭВМ МИР-2, так и более современных малых машин для механизации расчетных работ, на предварительном этапе проектирования лопастей. Эти методы, не ломая технологии творческого процесса проектирования и не ограничивая конструкторской интуиции, позволяют вскрыть в процессе счета взаимное влияние параметров, сузить поле поиска положительных решений, механизировав трудоемкие расчеты.

Созданы пакеты программ, которые ориентированы в основном на расчеты характеристик лопастей из прогрессивных композиционных материалов (см. лабораторно-практическую работу по курсу "Конструирование агрегатов вертолета"). Конструирование лопасти начинается с назначения конструктором ряда конструктивных параметров, позволяющих начать расчеты характеристик, многие из которых в дальнейшем уточняются. К этим параметрам относятся: радиус или длина лопасти, форма в плане, заполнение или ширина лопастей, число лопастей, набор аэродинамических профилей, относительная толщина профиля по радиусу, размеры лонжерона по хорде и радиусу, центровочный груз, элементы носка по радиусу (оковка, противообледенительная система и др.), параметры хвостовых отсеков, а также характеристики материала, из которого предполагается изготовление лопасти.

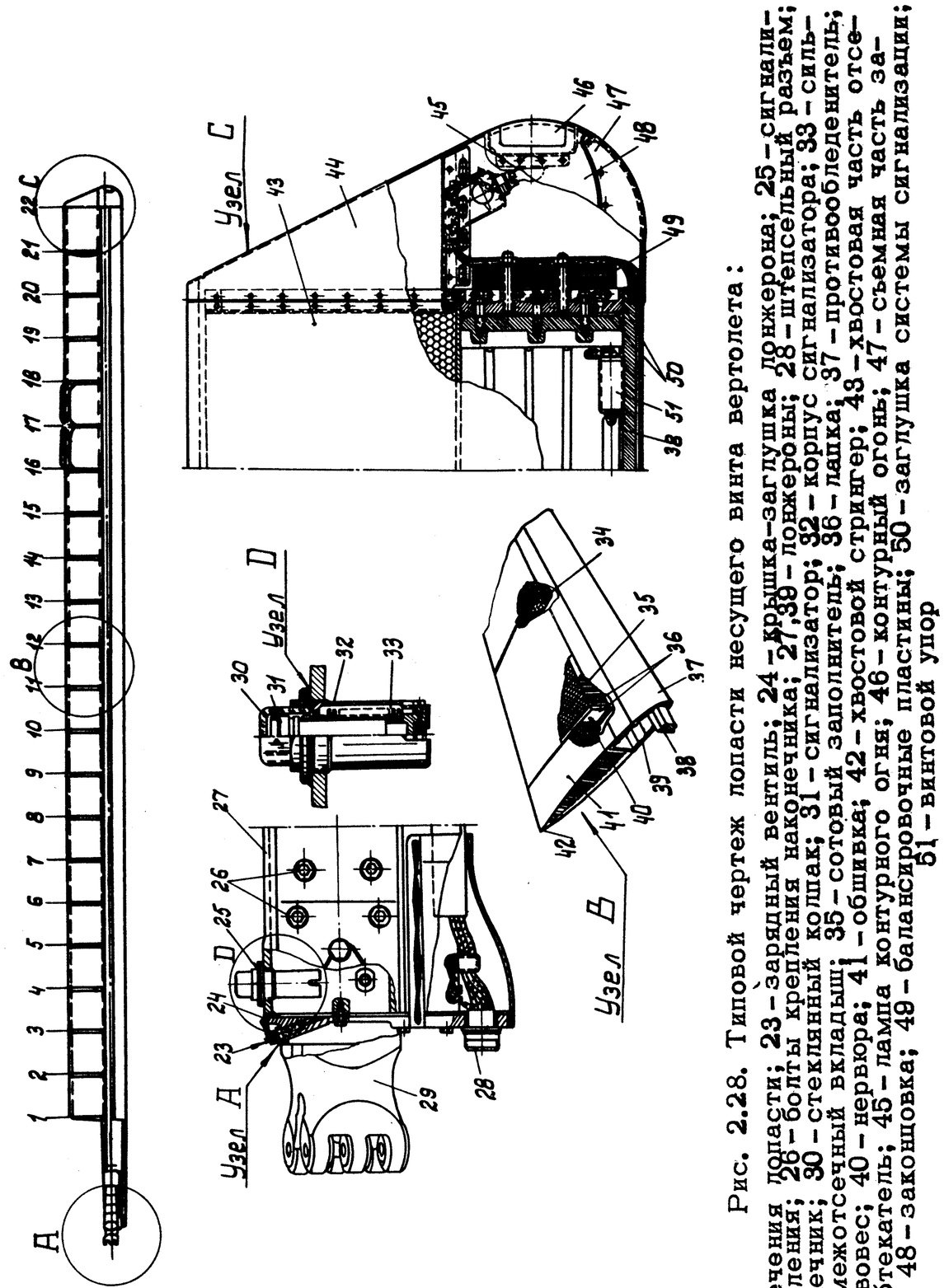


Рис. 2.28. Типовой чертеж лопасти несущего винта вертолета:

1...22 – сечения лопасти; 23 – зарядный вентиль; 24 – крышка-заглушка лонжерона; 25 – сигнализатор давления; 26 – болты крепления наконечника; 27, 30 – лонжероны; 28 – штепсельный разъем; 29 – наконечник; 30 – стеклянный колпак; 31 – сигнализатор; 32 – корпус сигнализатора; 33 – сильфон; 34 – межотсечный вкладыш; 35 – сотовый заполнитель; 36 – лапка; 37 – противообледенитель; 38 – противовес; 40 – нервюра; 41 – обшивка; 42 – хвостовой стингер; 43 – хвостовая часть отсека; 44 – обтекатель; 45 – лампа контурного огня; 46 – контурный огонь; 47 – съемная часть законцовки; 48 – балансировочные пластины; 50 – заглушка системы сигнализации; 51 – винтовой упор

Основные особенности типовой схемы лопасти: внешняя поверхность лонжерона в основном совпадает с теоретическим контуром сечения лопасти, лонжерон занимает 35...55% ширины лопасти, материал однородный (металл) или композиционный пластик, хвостовые отсеки приклеены к лонжерону, для соединения лопасти со втулкой винта на комлевой части имеется металлический узел, концевая часть закрыта обтекателем, под которым находятся балансировочный груз и лампа контурного огня.

Выбор конструктивных параметров лопасти производится в два этапа:

1-й этап. Предварительный выбор основных параметров лопасти осуществляется с использованием упрощенной модели лопасти на основании накопленного опыта конструирования, эмпирических и статистических зависимостей. Эти характеристики рассчитываются в основном общеизвестными упрощенными методами. Пользуясь этими данными, производят поверочный расчет собственных частот лопасти.

Работа по выбору основных параметров производится по методу последовательных приближений с тем, чтобы получить приемлемую массу, прогиб и другие характеристики, а также обеспечить отсутствие резонансов по низшим гармоникам.

2-й этап. При выборе конструктивных параметров лопасти используется конструктивная модель, максимально приближенная к реальной конструкции. Модель может изменяться в процессе проектирования. Для этого этапа создан пакет программ расчета характеристик сечений и интегральных характеристик лопасти.

а) Лопасть разбивают по радиусу на 8...12 сечений и производят выбор конструктивных параметров каждого сечения в отдельности за несколько приближений, стремясь к тому, чтобы получаемые в результате расчетов характеристики были близки к характеристикам, определенным на первом этапе.

Используются программы для выбора параметров сечения по разным критериям (массовых, жесткостных характеристик, положения центра масс, центра жесткости и т.д.). Работа производится в режиме диалога человек-машина. В начале работы задают минимальное количество параметров (недостающие для расчета определяются программой). При последующих расчетах в зависимости от получаемых результатов (характеристик) задают и изменяют другие необходимые параметры.

б) Строят графики распределения по радиусу характеристик, полученных в п."а": погонных весов, поперечных центровок, жесткостей, площадей и т.д.

С этих графиков снимают необходимые величины, используемые в качестве данных для программы, рассчитывающей интегральные характеристики лопасти, такие, как ее массу, статический момент, моменты инерции, эффективную центровку, массовую характеристику. По этой же программе рассчитывают распределение центробежной силы и статических напряжений по радиусу, упругую линию лопасти при стоянке вертолета.

в) Выполняют поверочный расчет собственных частот лопасти (по любой имеющейся программе).

Если предварительный выбор параметров (этап 1) был проведен правильно, то и на данном этапе будут получены удовлетворительные характеристики.

Однако может случиться, что из-за различия конструктивных моделей на этапах 1 и 2, а также из-за некоторых конструктивных и технологических соображений или из-за новых идей, возникших у конструктора при выборе параметров, полученные на этом этапе характеристики могут значительно отличаться от характеристик этапа 1. Причем отличие может быть как в лучшую, так и в худшую сторону. В последнем случае придется повторить выбор параметров с расчетом новых характеристик (полностью или частично), а также повторить поверочные расчеты (частотные). Таких повторений может быть несколько. Количество повторений (приближений) зависит от сложности поставленной задачи, от опыта и навыков конструктора.

По окончательно выбранным параметрам и соответствующим им характеристикам могут быть выполнены поверочные расчеты: на прочность, на флаттер и ресурс.

6. Конструирование хвостовых маршевых винтов и фенестронов

Хвостовой (рулевой) винт служит для уравновешивания реактивного момента несущего винта и в качестве руля поворота для обеспечения управления по курсу. Так как при режиме полета на авторотации направление действия тяги хвостового винта может измениться, то лопасти зачастую выполняют плоскими (незакрученными). Профиль лопастей может быть или симметричным, или таким же, как и профиль

лопастей несущего винта. Относительная толщина профиля лопасти хвостового винта выбирается по формуле

$$\bar{c}_{хв} = 0{,}9\,\bar{c}_{нв}\,\frac{(\omega R)_{нв}}{(\omega R)_{хв}}\,.$$

Заполнение хвостового винта $\sigma_{хв}$ в 1,5 — 2 раза больше заполнения несущего винта при несколько меньшем числе лопастей, а поэтому лопасти хвостового винта имеют значительно большую относительную ширину и более жестки в плоскости вращения по сравнению с лопастями несущего винта. Это позволило делать более простую конструкцию втулки хвостового винта, только с двумя шарнирами (ГШ и ОШ) (рис. 2.29).

Отсутствие ВШ создает дополнительные циклические усилия от сил Кориолиса на лопасти, и, естественно, они приходят на втулку хвостового винта в виде циклического момента, что требует большей прочности заделки горизонтального шарнира.

Конструирование деталей втулки хвостового винта аналогично конструированию деталей втулки несущего винта. Могут так же широко использоваться шариковые, игольчатые, роликовые, эластомерные, металлофторопластовые подшипники, а вместо осевых подшипников – торсионы.

Диаметр хвостового винта, его заполнение и число лопастей (если они не даются в задании) могут быть определены приближенно.

Диаметр хвостового винта

$$d_{хв} = \frac{142}{\sqrt{\rho}\,\eta_{0x}\,N_{хв}}\left(\frac{N_{нв}}{L_{хв}\,n_{нв}}\right)^{3/2}.$$

Здесь η_{0x} – относительный КПД хвостового винта, $\eta_{0x} \approx 0{,}7$; $N_{хв}$ – мощность, поглощаемая хвостовым винтом; $N_{хв} \approx (0{,}05 \ldots 0{,}12)\,N_{нв}$, малые значения коэффициента относятся к легким по взлетной массе вертолетам; $N_{нв}$ и $n_{нв}$ – соответственно мощность и частота вращения несущего винта; $L_{хв}$ – расстояние между осями несущего и хвостового винтов.

Заполнение хвостового винта

$$\sigma_{хв} = (1{,}7 \ldots 2{,}3)\,\sigma_{нв} \approx 2\sigma_{нв}\,.$$

Число лопастей хвостового винта обычно меньше числа лопастей несущего винта. Приближенно его можно определить по соотношению

$$z_{хв} = \frac{2}{3}\,z_{нв}\,.$$

Момент от действия сил Кориолиса может быть определен по формуле

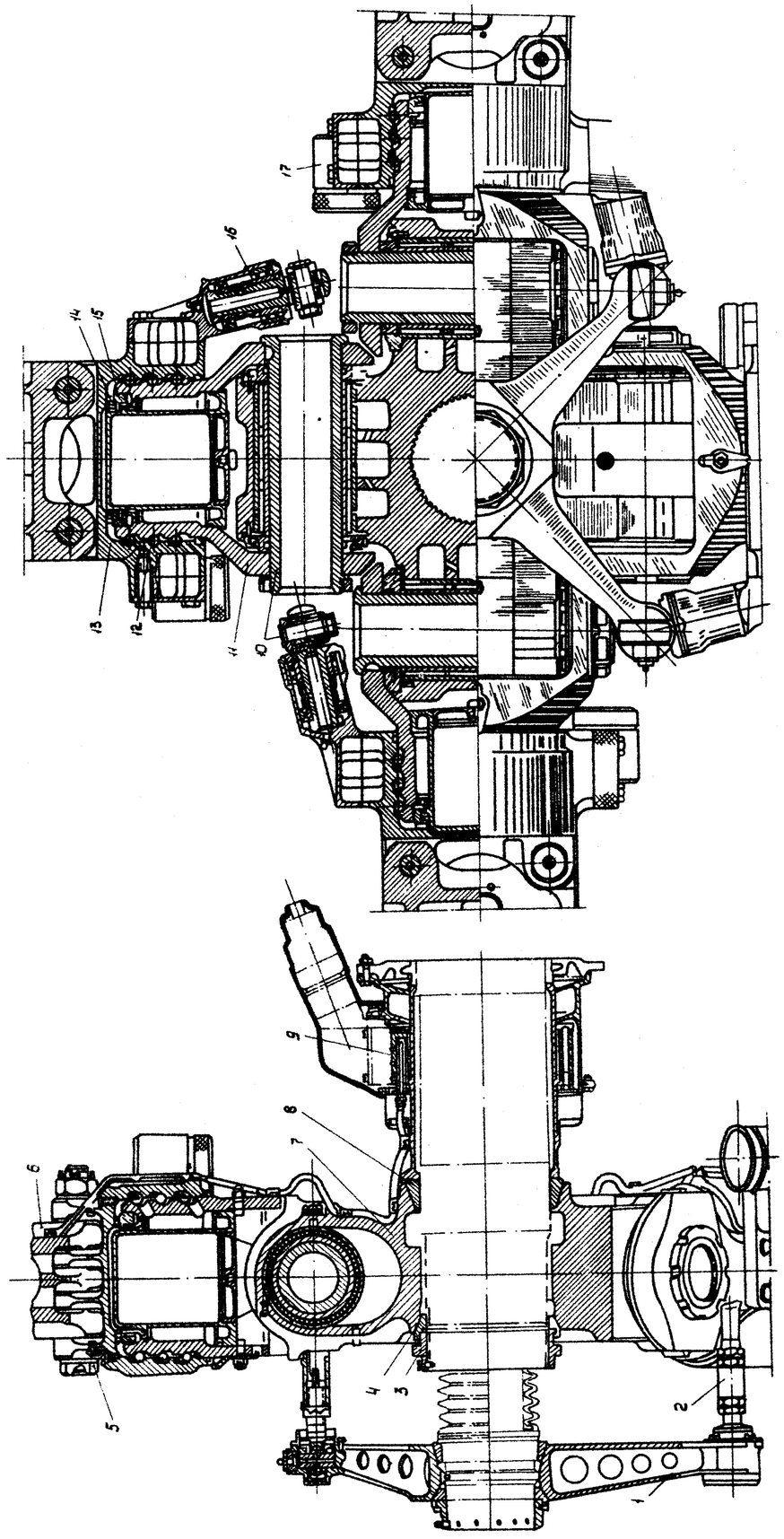


Рис. 2.29. Четырехлопастная втулка хвостового винта:

1 – крестовина поводка изменения шага; 2 – тяга; 3,15 – гайки; 4 – передний конус; 5 – стыковочный болт; 6 – наконечник лопасти; 7 – корпус втулки; 8 – задний конус; 9 – токосъемник; 10 – палец ГШ; 11 – скоба; 12 – шарики подшипника ОШ; 13 – стакан ОШ; 14 – роликоподшипник; 16 – рычаг поворота лопасти; 17 – противовес

$$M_{ко} = 2\frac{m_л}{g} r_i^2 \omega^2 \frac{\beta\beta'}{\omega} = \int_0^R r\cos\beta\, dk \cdot$$

Здесь r_i – радиус инерции лопасти;

$\left(\frac{\beta\beta'}{\omega}\right)_{max} = 0{,}022$ при $\psi = 150^\circ$ и $\psi = 270^\circ$ (рис. 2.30).

Приближенно момент от сил Кориолиса можно определять по формуле

$$M_{ко} \approx 2 M_{ко\,хв} \approx 1948 \frac{N_{хв}}{n_{хв}},$$

где $N_{хв}$ и $n_{хв}$ – соответственно мощность и частота вращения хвостового винта.

Дополнительные усилия на щеки скобы и подшипники ГШ определяются из соотношения

$$P_{ко} = \pm \frac{M_{ко}}{e} = 1948 \frac{N_{хв}}{e n_{хв}}.$$

Здесь e – расстояние между щеками скобы или центрами опоры подшипников.

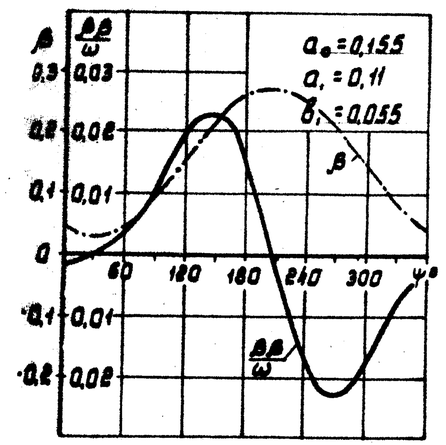


Рис. 2.30. Зависимость β и $\frac{\beta\beta}{\omega}$ от азимута

Конструирование лопастей хвостового винта аналогично конструированию лопастей несущего винта с учетом вышеуказанной специфики его работы. Основное конструктивное отличие лопасти хвостового винта от лопасти несущего винта заключается в большей относительной ширине лопасти и отсутствии отдельных секций на хвостовой части лопасти, т.е. обшивка хвостовой части выполнена сплошной. Типовая лопасть современного винта вертолета показана на рис. 2.31.

Маршевые винты обычно жесткой конструкции, а следовательно, они имеют только один шарнир (ОШ), обеспечивающий изменение шага (угла установки лопастей) в зависимости от режима полета аппарата.

Для винтовых самолетов вертикального взлета и посадки (СВВП) иногда применяют двух- и трехшарнирные втулки, так как винты предназначены не только для маршевого полета (основной режим), но и для режима висения и перехода от режима висения к маршевому полету, где имеет место циклическое нагружение лопасти винта. По продолжительности

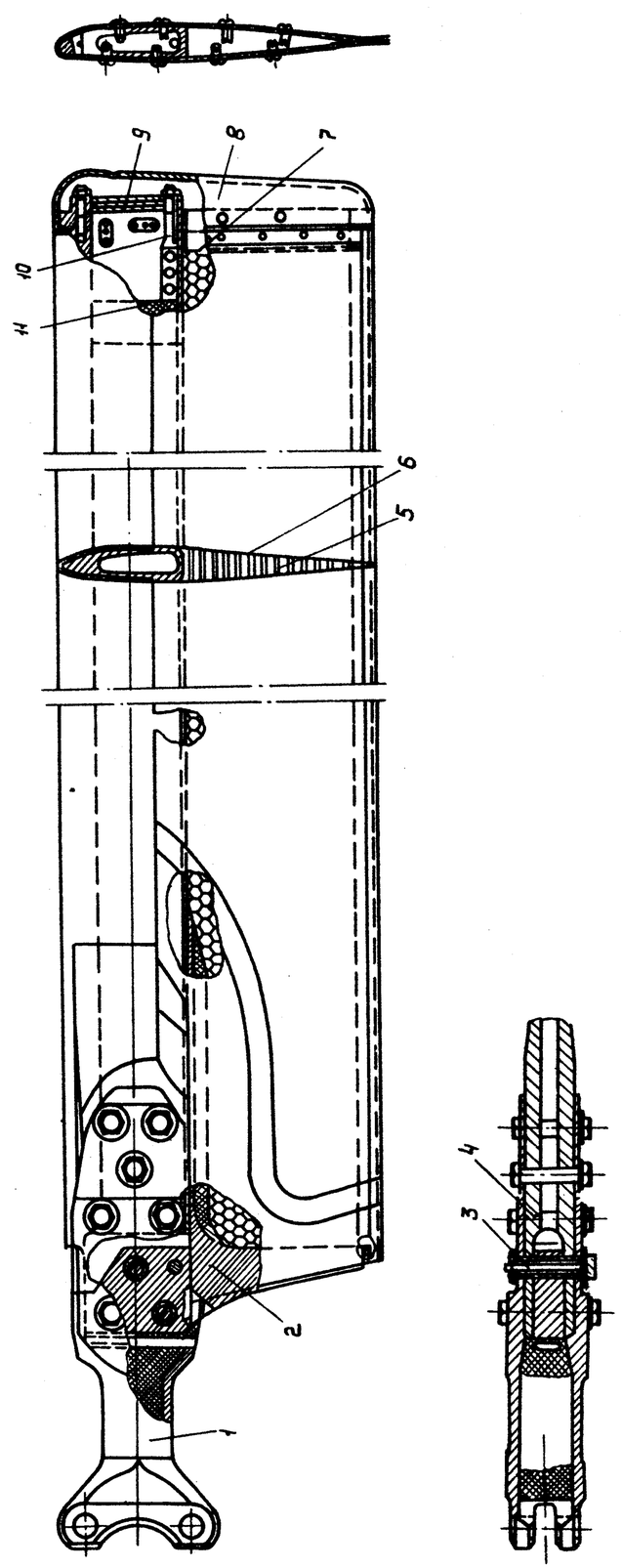


Рис. 2.31. Лопасть хвостового винта вертолета:
1 – стальной наконечник; 2 – кронштейн; 3 – болт; 4 – лонжерон; 5 – сотовый блок; 6 – обшивка; 7 – концевая нервюра; 8 – концевой обтекатель; 9 – пластины балансировочного груза; 10 – шпилька; 11 – заглушка

режим перехода наиболее короткий, у СВВП он составляет 20...40 с, а поэтому для упрощения конструкции подъемно-маршевого винта, снижения его массы и стоимости изготовления иногда ограничиваются только одним шарниром (ОШ), мирясь с небольшими вибрациями на режиме перехода. На современных винтовых СВВП применяют винты полужесткие [6], позволяющие значительно снизить вибрации и напряжения в лопастях. При их конструировании необходимо первоначальный угол конусности определять исходя из режима маршевого полета, а на режиме висения он будет на 1-2° меньше. По конструктивному оформлению полужесткие винты обычно бывают двух типов: с упругим элементом в рукаве втулки винта или с упругим элементом в комле лопасти. Последний тип получил наиболее широкое применение благодаря простоте конструкции винта.

Диапазон изменения углов установки лопастей маршевых винтов СВВП значительно больше, чем у вертолета. Так, например, на режиме висения угол установки лопастей у вертолета и СВВП почти одинаковый, он составляет 10...15°, тогда как на режиме маршевого полета угол установки у вертолета изменяется незначительно по сравнению с режимом висения, а у СВВП угол установки лопастей на маршевом режиме достигает значений 50° и более. Методика определения параметров маршевого винта дана в работе [6] и др.

На отдельных вертолетах вместо хвостового винта применяют фенестрон, который представляет собой многолопастный винт, помещенный в специально спрофилированное кольцо.

Преимущества фенестрона по сравнению с хвостовым винтом заключаются в следующем:

поверхность кольца используется как устройство, создающее дополнительную тягу;

винт, заключенный в довольно большое по толщине кольцо, становится менее опасным для обслуживающего персонала;

килевая поверхность, расположенная над каналом, снижает до нуля мощность, идущую на вращение винта фенестрона при маршевом полете;

расположение винта в канале создает для него лучшие условия обтекания на маршевом полете;

расположение оси фенестрона на продолжении оси хвостового вала, как правило, не требует наличия промежуточного редуктора.

Основным недостатком фенестрона является значительно большая поглощаемая им мощность на режиме висения верто-

лета, достигающая 150...200% и более по сравнению с хвостовым винтом.

Нагрузка на ометаемую винтом фенестрона поверхность

$$p_{ф} \approx (2{,}5 \ldots 3{,}5)\, p_{хв}\,.$$

Мощность, поглощаемая фенестроном,

$$N_{ф} = N_{хв} \sqrt{\frac{p_{ф}}{p_{хв}}} \approx (1{,}6 \ldots 1{,}9)\, N_{хв}\,.$$

Заполнение фенестрона

$$\sigma_{ф} \approx 2\sigma_{хв}\,.$$

Число лопастей фенестрона

$$z_{ф} \approx \frac{\sigma_{ф}}{0{,}04}\,.$$

Конструирование втулки и лопастей фенестрона аналогично конструированию втулки и лопастей жесткого многолопастного маршевого винта.

На рис. 2.32 представлено одно из возможных конструктивных оформлений фенестрона: 1 – обтекатель втулки; 2 – валик управления; 3 – подшипник; 4 и 19 – торсион; 5 – корпус рукава; 6 – стальная втулка; 7 – крышка; 8 – хвостовой вал; 9 – механизм управления; 10 – крышка механизма управления; 11 – болт; 12 – диафрагма с упорным подшипником; 13 – корпус редуктора; 14 – ведомая шестерня; 15 – вал; 16 – передняя крышка редуктора; 17 – поводок управления; 18 – уплотнение; 20 – "паук" управления; 21 – киль; 22 – стабилизатор; 23 – руль поворота; 24 – корпус фенестрона; 25 – винт фенестрона.

Заканчивая главу, необходимо остановиться на перспективах применения маршевых силовых установок для высокоскоростных вертолетов и СВВП.

Как известно, применение маршевых силовых установок на вертолете позволяет отодвинуть срыв потока с лопастей несущего винта на большие скорости, а переход несущего винта на режим авторотации может увеличить максимальную скорость вертолета до 500 км и более. В этой связи следует рассмотреть зависимость эффективного КПД маршевой силовой установки от скорости полета.

На рис. 2.33 представлены зависимости $\eta_{эф}$ для двухконтурного ТРД со степенью двухконтурности 6...8, ТВД с обычным винтом и ТВД с легконагруженным вентилятором. Из графика следует, что последние два типа при M=0,5 имеют преимущество перед ДТРД в $\eta_{эф}$ на 28...30%. Но при скорости полета M > 0,5 ТВД с легконагруженным вентилятором имеет явное преимущество перед другими рас-

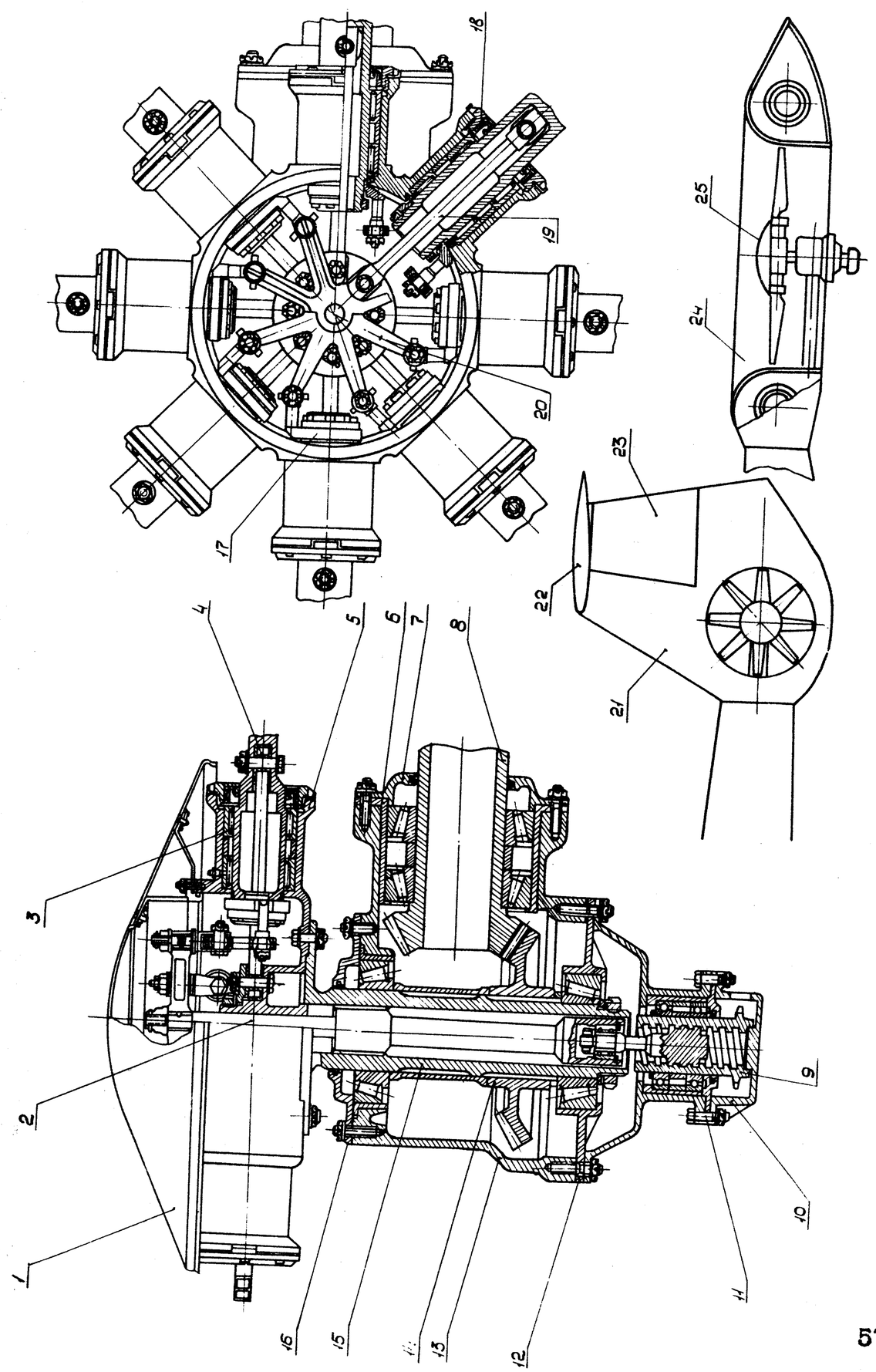


Рис. 2.32. Фенестрон

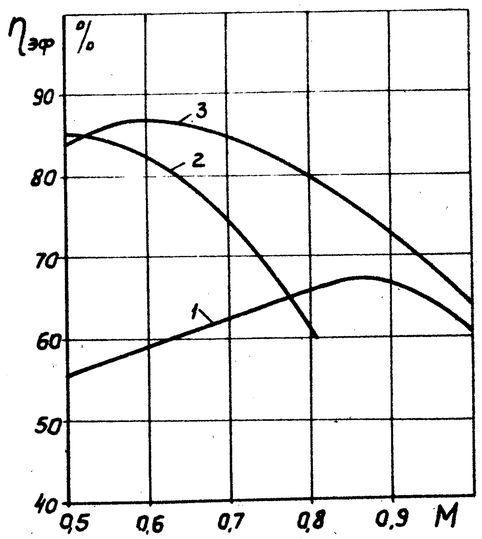


Рис. 2.33. Зависимость $\eta_{эф}$ от скорости полета: 1 – двухконтурный ТВД (m = 6...8); 2 – ТВД с маршевым винтом; 3 – ТВД с легконагруженным винтом

смотренными типами силовых установок. Очевидно, при скорости полета аппарата, соответствующей M=0,5...1, следует использовать силовые установки с ТВД и легконагруженными вентиляторами.

Глава III. СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ ВЕРТОЛЕТОВ

1. Требования, предъявляемые к силовым установкам

К силовым установкам (СУ), независимо от их типа и расположения на вертолете, предъявляются следующие основные требования:

1) надежность двигателя на всех режимах его работы и режимах полета вертолета при всех возможных атмосферных условиях;

2) выгодное с аэродинамической и энергетической точек зрения расположение СУ и рациональное конструктивное оформление;

3) удобство эксплуатации, проведения регламентных работ монтажа и демонтажа двигателя и агрегатов СУ;

4) максимально возможные ресурсы, живучесть и противопожарная безопасность;

5) минимальная масса, габариты и затраты мощности на работу агрегатов СУ;

6) хорошая амортизация двигателя, компенсация температурных расширений и независимость перемещений элементов силовой установки от возможных деформаций вертолета.

Требования к аэродинамическому совершенству вертолетных СУ возрастают по мере роста скоростей полета вертолетов. Отчасти поэтому СУ с газотурбинными двигателями предпочтительнее, чем с поршневыми, так как последние при равной мощности имеют почти вдвое большее миделевое сечение. Требование малого лобового сопротивления иногда оправдывает применение СУ, отличающихся большой конструктивной сложностью и сложностью обслуживания.

Стремление максимально "разгрузить" внимание пилота требует автоматизации управления СУ, что, естественно, усложняет конструкцию СУ.

Наземные эксплуатационные качества СУ в значительной степени зависят от длительности подготовительных, регламентных и ремонтных работ, которые зачастую определяют степень использования и эффективность вертолета как транспортного средства.

В понятие надежности СУ включается надежный запуск двигателя в любых атмосферных условиях (для СССР $\pm 60^{\circ}$C) и безотказная работа не только двигателя, но и всех обслуживающих его систем в течение ресурса работы, а также сохранение работоспособности СУ при отказе отдельных ее агрегатов.

В связи с ростом запаса топлива на вертолете пожарная опасность для пассажирского вертолета настолько серьезна, что ее необходимо учитывать при компоновке СУ и в особенности при создании и размещении топливных баков. Поэтому представляет интерес конструкция подвесных, сбрасываемых в полете основных топливных баков и мягких (желательно протектированных) баков.

2. Типы силовых установок вертолетов

В современных силовых установках вертолетов применяются в основном газотурбинные двигатели, а ранее также применялись поршневые, пульсирующие, прямоточные и жидкостные реактивные. Последние три двигателя устанавливались на концах лопастей несущего винта. При необходимости повысить взлетную тягу несущего винта иногда применяются небольшие по размерам жидкостные или пороховые реактивные ускорители, расположенные также на концах лопастей.

Большинство элементов СУ вертолетов заимствовано из силовых установок самолетов.

Классифицировать типы СУ можно по самым различным признакам. Но удобнее всего при описании типов СУ разбить

их на три основные группы в зависимости от применяемого на вертолете привода: с механическим приводом несущего винта, с реактивным приводом и с комбинированным (смешанным) приводом.

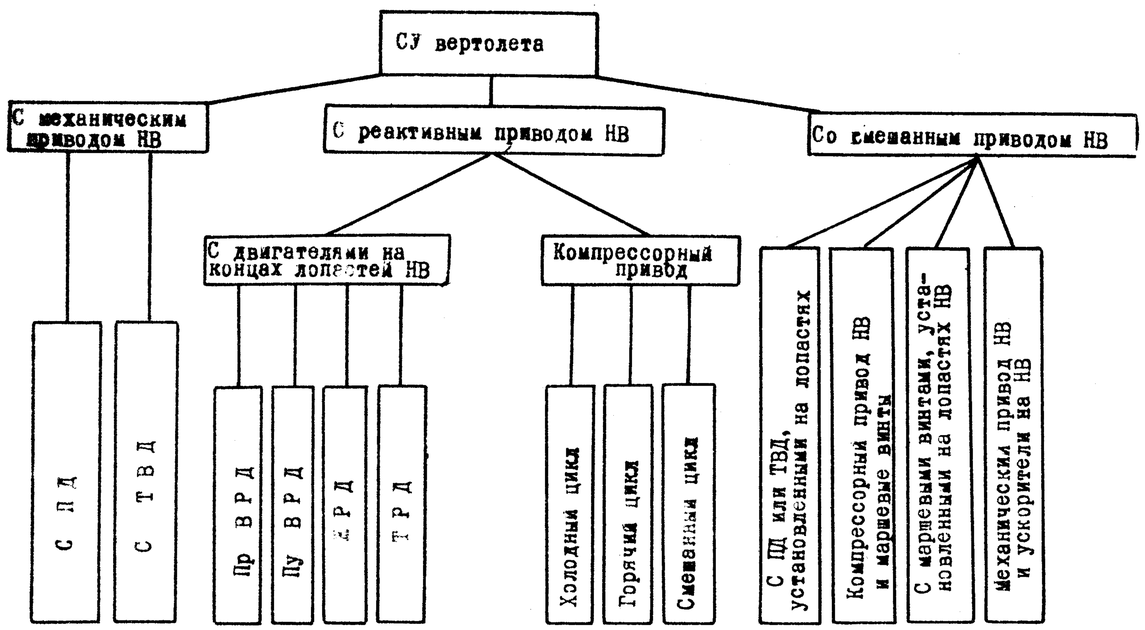


Рис. 3.1. Классификация СУ

На рис. 3.1 представлена классификация силовых установок вертолетов. До настоящего времени в основном применялись прямоточные (Пр) или пульсирующие (Пу) двигатели, устанавливаемые на концах лопастей НВ, имеющие, к сожалению, очень большой удельный расход топлива. Для создания тяжелых вертолетов с реактивным приводом несущего винта и умеренным расходом топлива исследуются возможности установки на концах лопастей специальных ТРД.

Преимущества реактивного привода по сравнению с механическим заключаются в следующем:

отсутствует полностью или имеется сравнительно небольшая по массе трансмиссия, что повышает техническую массовую отдачу вертолета;

расположение двигателей на концах лопастей несущего винта освобождает объемы в фюзеляже, которые могут быть использованы для размещения полезной нагрузки;

стоимость СУ и привода сравнительно мала.

К недостаткам реактивного привода следует отнести:

сравнительно большой удельный расход топлива;

значительно больший шум двигателей;

необходимость в более сложной и более жесткой конструкции лопастей по сравнению с механическим приводом;

снижение авторотационных характеристик несущего винта из-за роста профильного сопротивления.

Газотурбинные двигатели разделяются на турбовинтовые, или турбовальные (ТВД), и турбореактивные (ТРД). Последние в вертолетостроении почти не применяются, так как удовлетворительные по качествам ТРД для установки на концах лопастей еще не созданы даже в опытных образцах, а применение ТРД в качестве обычного движителя на вертолете нецелесообразно из-за малых скоростей полета. В будущем возможно применение ТРД в качестве маршевой СУ для комбинированных вертолетов при наличии большой двухконтурности ТРД (4-6 и более).

Наиболее широко на современных вертолетах применяются ТВД в турбовальном изготовлении со свободной турбиной. Наличие свободной газовой турбины в приводе несущего винта вертолета позволяет последнему изменять частоту вращения в большом диапазоне и при этом иметь небольшие потери в мощности.

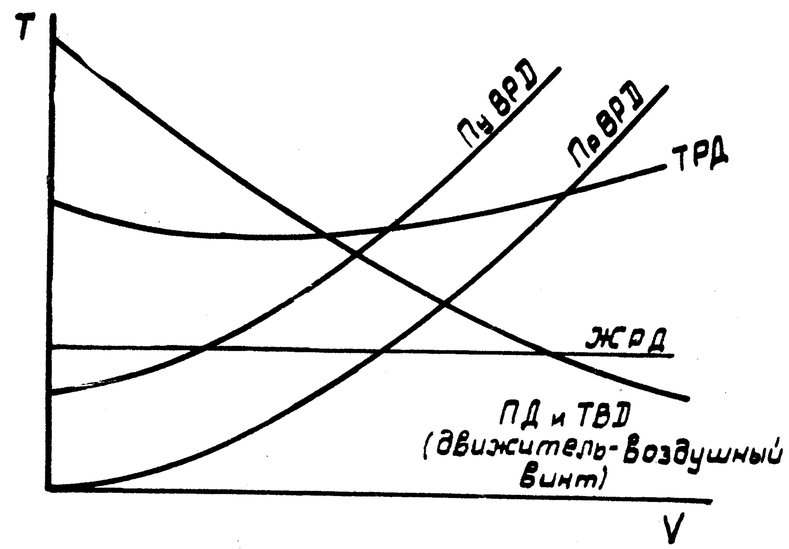


Рис. 3.2. Зависимость тяги силовой установки с различными двигателями от скорости

На рис. 3.2 даны зависимости силы тяги силовой установки от скорости для различных типов двигателей. Стартовая тяга отсутствует только у СУ с прямоточным двигателем, а тяга СУ с ЖРД практически постоянна в диапазоне скоростей V, соответствующих $M < 1$.

Зависимость удельной массы и удельного расхода топлива от взлетной мощности для современных образцов газотурбинных отечественных и зарубежных двигателей показана на рис. 3.3.

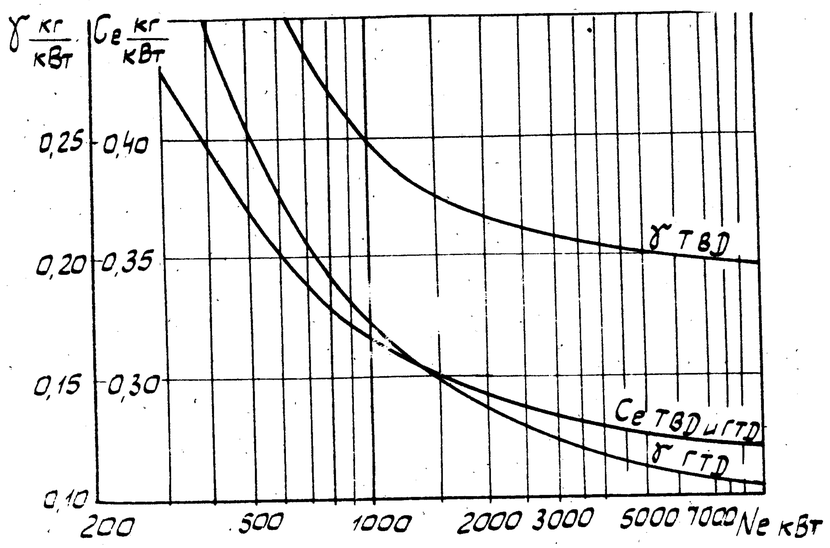


Рис. 3.3. Зависимость удельного расхода и удельной массы двигателя от мощности двигателя

Сравнивая эти показатели, можно заметить, что ТВД имеют удельную массу почти в 1,5–2 раза большую по сравнению с ГТД за счет массы их редукторов.

У энергоустановок с одновальным двигателем потребитель мощности – несущий винт – при включенном механическом приводе винта непосредственно связан с турбокомпрессорной частью двигателя. Допустимое изменение частоты вращения одновального ТВД находится в довольно узких пределах, не превышающих ± (7...9)% от номинального значения.

На рис. 3.4 изображен типовой график изменения потребной мощности для привода несущего винта в зависимости от частоты вращения несущего винта при различных скоростях полета у земли.

График показывает, что диапазон допустимого изменения частоты вращения винта уменьшается с увеличением скорости полета, во-первых, из-за срыва потока на попятно идущей лопасти и, во-вторых, из-за появления волнового сопротивления, обусловленного сжимаемостью воздуха. На этом же рисунке пунктиром обозначена область рабочих режимов обычного одновального ТВД. Судя по графику, можно сказать, что диапазон изменения частоты вращения одновального ТВД значительно меньше диапазона потребной частоты вращения винта, в особенности на режимах висения и малых скоростей полета.

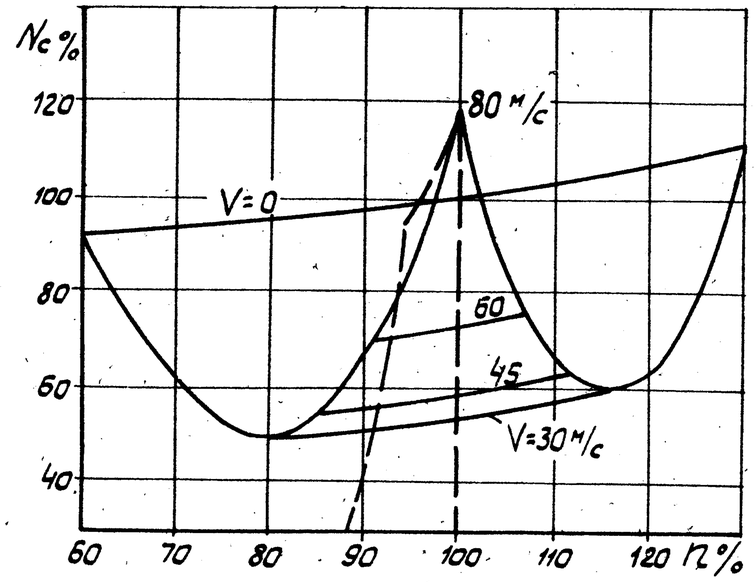


Рис. 3.4. Зависимость потребной для вращения винта мощности от частоты вращения при различных скоростях полета

Применение двухвальных ТВД (со свободной турбиной) позволяет значительно расширить диапазон рабочей частоты вращения привода винта при существенном изменении мощности.

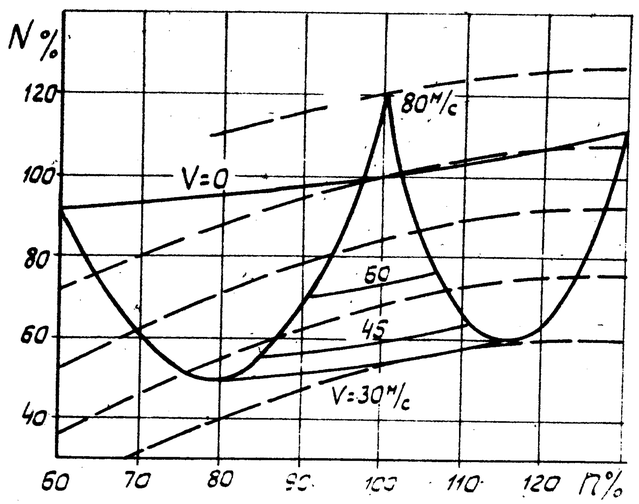


Рис. 3.5. Совмещенные характеристики винта и двухвального ТВД по частоте вращения

На рис. 3.5 представлены совмещенные характеристики винта и двухвального ТВД (со свободной турбиной). Здесь оптимальная частота вращения ТВД совмещена с оптимальной частотой вращения винта на скоростях полета, близких к максимальным. Сплошными линиями показана мощность, потребная для привода винта, а пунктиром – мощность, развиваемая свободной турбиной двухвального ТВД на различных режимах работы турбокомпрессора, пунктиром обозначена линия оптимальной частоты вращения турбины.

Рассмотрев график рис. 3.5, можно установить, что диапазон изменения частоты вращения двухвального ТВД значительно больше. Так, например, даже на режиме висения, на котором частота вращения винта может изменяться в широком диапазоне, двухвальный ТВД, используя взлетную мощность, полностью перекрывает этот диапазон, а мощность при этом изменяется незначительно. Кроме того, при скоростях полета от $V = 30$ м/с и выше оптимальные частоты вращения винта и двухвального ТВД почти совпадают.

Установка одновального ТВД на вертолете требует наличия муфт включения и свободного хода. Первая предназначена для отключения несущего винта при запуске двигателя, а вторая – для того, чтобы в случае остановки или выхода из строя двигателя он был автоматически отключен и не являлся тормозом.

Установка же двухвального ТВД не требует наличия муфты включения, а иногда и муфты свободного хода, так как турбина привода винта не имеет механической связи с турбокомпрессорной частью двигателя, а на вращение турбины затрачивается всего лишь 10...12% номинальной мощности двигателя.

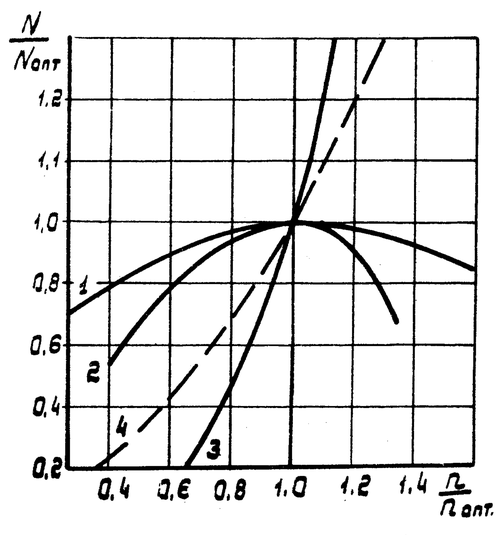


Рис. 3.6. Сравнительные характеристики винта, ПД, одновального и двухвального ТВД при разбалансе частоты вращения

На рис. 3.6 дана зависимость изменения мощности от частоты вращения для винта, поршневого двигателя, одновального и двухвального двигателей. Сравнивая характеристики одновального двигателя 3 и винта 4 (располагаемую и потребную мощности), видим, что их совместная работа неустойчива. Так, при небольшом увеличении частоты вращения по сравнению с номинальным значением мощность располагаемая значительно превышает мощность потребную, что приводит к еще большему увеличению частоты вращения системы винт-двигатель. При уменьшении частоты вращения мощности двигателя недостаточно для привода винта, и частота вращения системы винт-двигатель резко уменьшается.

Сравнивая совместную работу винта с поршневым двигателем (2) или с двухвальным ТВД (1), мы обнаруживаем устойчивую их работу. Действительно, если частота вращения системы винт-двигатель в этом случае уменьшится, то располагаемые мощности поршневого двигателя и двухвального ТВД будут больше потребной мощности (мощности винта), и система винт-двигатель увеличит частоту вращения, а следовательно, вернется в исходное положение. При случайном возрастании частоты вращения системы потребная мощность растет значительно быстрее, чем располагаемые мощности ПД и двухвального ТВД, что также приведет к восстановлению заданной частоты вращения.

В заключение отметим, что у одновального ТВД ручное управление невозможно, и он требует более строгой регулировки частоты вращения, осуществляемой обычно с помощью регулятора, автоматически изменяющего подачу топлива при изменении угла установки лопастей. Система эта быстродействующая, что отчасти и сказывается на более высокой приемистости одновальных ТВД.

3. Конструктивно-силовые схемы крепления двигателей на вертолетах

Крепление двигателя не должно мешать свободному доступу ко всем его агрегатам, замене отдельных агрегатов и самого двигателя, небольшой регулировке положения двигателя, а при креплении реактивных двигателей, имеющих напряженный температурный режим, – не препятствовать осевому перемещению двигателя для температурной компенсации.

При установке двигателя необходимо предусмотреть узлы с амортизаторами, эластично крепящими двигатель к раме. Крепление двигателя должно быть легким и одновременно достаточно жестким и вибростойким.

К системам крепления двигателя предъявляются следующие требования:

достаточная прочность и жесткость системы при воздействии сил и моментов от двигателя и рациональная схема передачи этих усилий;

хороший доступ к двигателю и его агрегатам;

простота монтажа и демонтажа двигателя;

наличие амортизации, устраняющей передачу вибраций двигателя на конструкцию аппарата;

простота и технологичность конструкции креплений;

минимальная масса и стоимость конструкции.

Время снятия и установки двигателя обычно значительно сокращается, если он снимается или устанавливается вместе с системой крепления его к фюзеляжу. Это увеличивает время использования материальной части, а также качество и надежность эксплуатации при смене двигателей в полевых условиях.

Для устранения опасных резонансных и вынужденных колебаний рам от периодических сил двигателя, а также от периодических сил, идущих от несущего винта в креплениях двигателей, необходимо включать амортизаторы, но характеристики их нужно подбирать исходя из условий работы на вертолете с гораздо большим диапазоном частот возмущающих сил.

Конструкция креплений реактивных двигателей существенно отличается от крепления поршневых двигателей из-за специфичности устройства реактивных двигателей, большей их длины и более напряженного температурного режима.

Крепление двигателя к вертолету должно быть таким, чтобы в конструкции вертолета не появлялись напряжения при термических деформациях двигателя, т.е. крепление реактивного двигателя нельзя непосредственно включать в силовую схему конструкции вертолета.

Обычно реактивный двигатель крепится к вертолету при помощи цапф и стержней.

Вспомогательные узлы крепления не должны воспринимать нагрузки от силы тяги двигателя. Хотя у силовых установок с турбореактивными двигателями благодаря высокой их уравновешенности и большой частоте вращения явление резонанса исключается, все же желательно применять амортизацию.

На рис. 3.7 показана схема крепления двигателей по переднему и заднему поясу. Передние стойки рамы двигателя регулируемые и, кроме того, позволяют компенсировать температурные деформации двигателя в осевом направлении. Задние опоры жесткие и представляют собой кронштейны, на которых располагаются неподвижные узлы крепления (рис. 3.8).

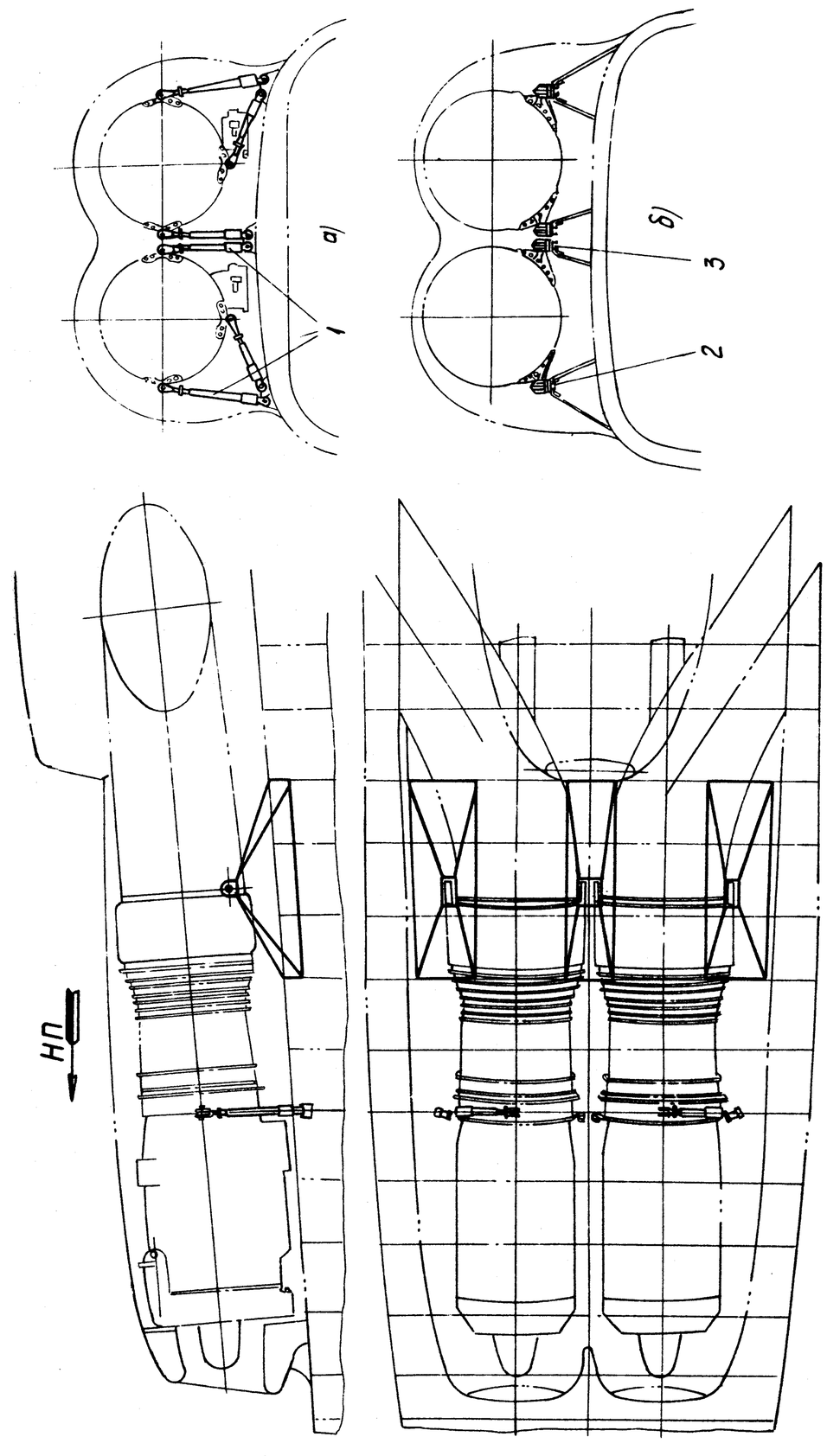


Рис. 3.7. Схема крепления двигателей на вертолете Ми-6:
а – крепление двигателей по переднему поясу; б – крепление двигателей по заднему поясу;
1 – регулируемые стойки; 2 – кронштейн крепления двигателя с наружной стороны; 3 – кронштейн крепления двигателя с внутренней стороны

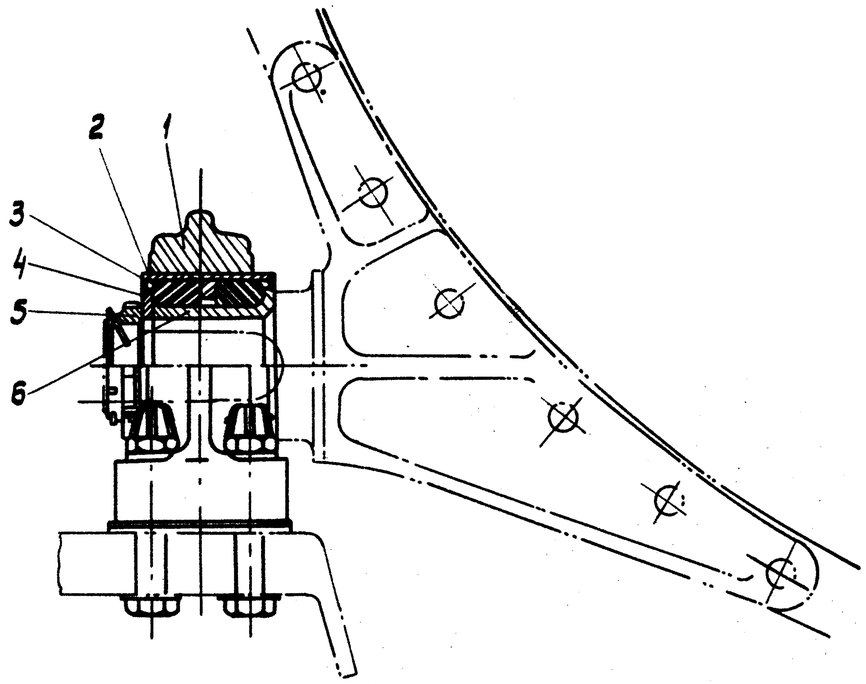


Рис. 3.8. Кронштейн крепления двигателя по заднему поясу с внутренней стороны:
1 – корпус; 2 – обойма; 3 – амортизационное кольцо; 4 – шайба; 5 – гайка; 6 – втулка

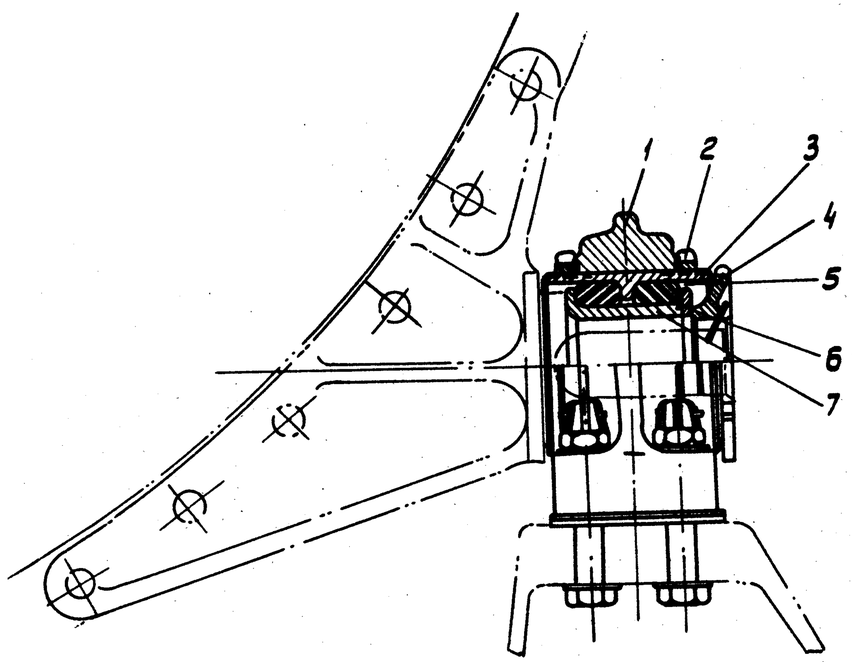


Рис. 3.9. Кронштейн крепления двигателя по заднему поясу с внешней стороны:
1 – корпус; 2 – регулировочная гайка; 3 – обойма; 4 – фасонная гайка; 5 – амортизационное кольцо; 6 – шайба; 7 – втулка

С помощью регулировочных гаек 2 (рис. 3.9) осуществляется регулировка положения двигателя в горизонтальной плоскости по заднему поясу. Для регулировки двигателя по высоте предусмотрены специальные прокладки под кронштейны. Переднее крепление позволяет регулировать установку двигателей в вертикальной плоскости путем изменения длины стоек. Как передние, так и задние точки опоры двигателя обычно выполняются с амортизаторами.

Амортизаторы бывают нерегулируемые, регулируемые и тандерного типа. Регулируемые амортизаторы (рис. 3.10) устанавливаются на стойки и позволяют при снятии одного из болтов, крепящих стойку, изменять его длину и тем самым регулировать положение двигателя.

Для регулировки длины стойки (без снятия болтов, крепящих стойку) удобны стойки с амортизаторами тандерного типа (рис. 3.11). Для этого достаточно отпустить контровочное устройство и, поворачивая амортизатор с помощью специального ключа, регулировать длину стойки. После окончания регулировки длины стойки последняя контрится специальными болтами 1 и 3 (рис. 3.11).

При помощи амортизаторов можно обеспечить достаточную свободу колебаний СУ и тем самым снизить собственную частоту колебаний, устранить опасность возникновения резонансных колебаний рамы, снизить динамические напряжения в стержнях рамы и повысить их долговечность.

На рис. 3.12 показана схема крепления двигателя в основном по переднему поясу (две точки опоры), а третьей точкой является узел соединения двигателя с редуктором. Этот узел выполнен в виде шаровой опоры (узел Б). При таком способе крепления двигателя осевые силы воспринимаются только задней опорой, а крутящий момент – только передними стойками тандерного типа. Силы от веса двигателя и инерционные силы передаются на передние стойки и заднюю опору обратно пропорционально расстоянию до центра масс двигателя.

На рис. 12: 1 и 2 – стойки переднего пояса крепления; 3 – задняя сферическая опора; 4 – приспособления для крепления двигателя при снятии редуктора; 5 – вилка; 6 – переходник; 7 – корпус; 8, 9, 10 – втулки; 11 – упругая шайба; 12 – гайка; 13 – вильчатый болт; 14 – корпус двигателя; 15 – сферическая вставка; 16 – сферическая втулка; 17 – сферическая крышка; 18 – корпус привода главного редуктора.

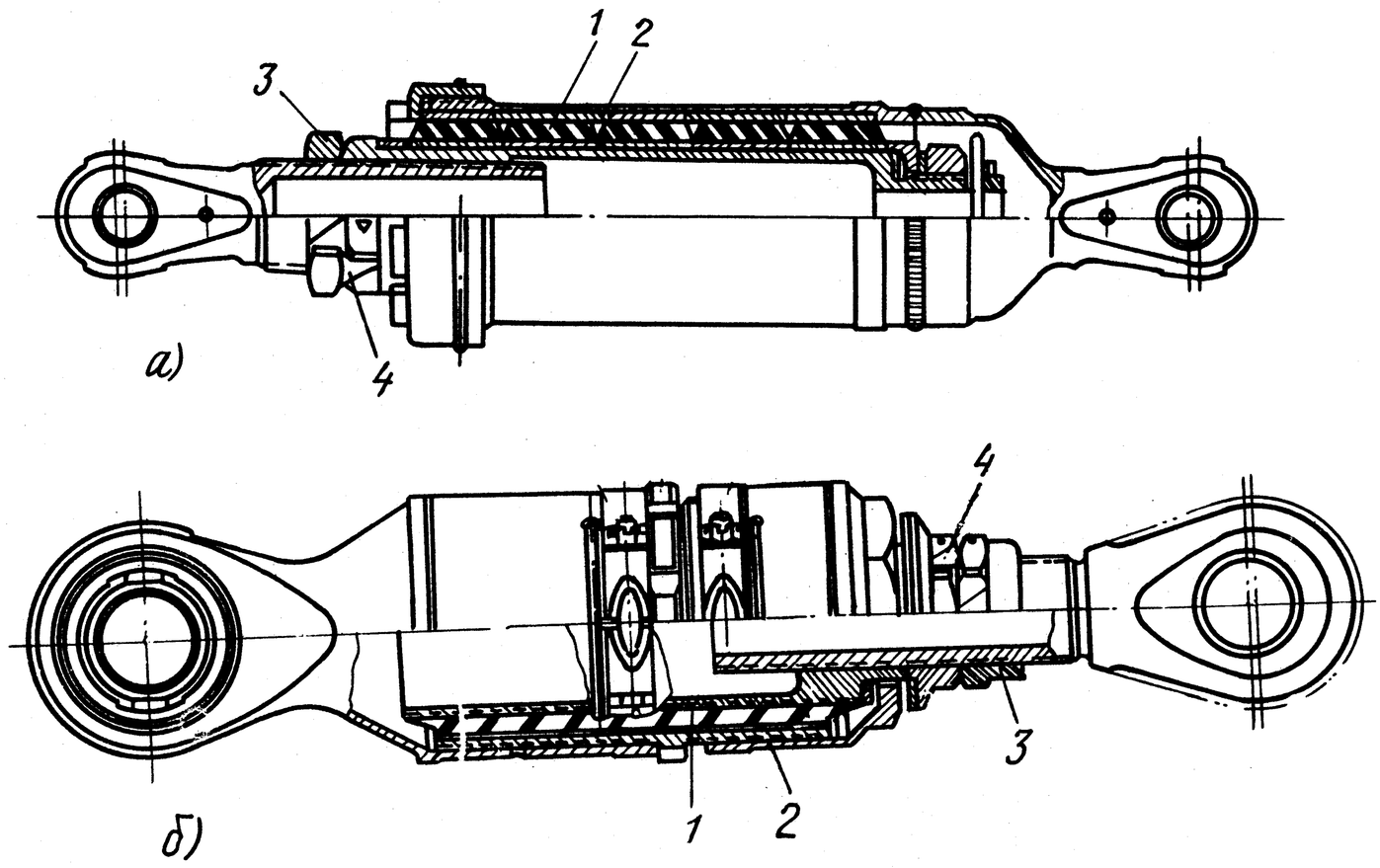


Рис. 3.10. Регулируемые амортизаторы:
1 – амортизационные кольца; 2 – промежуточные кольца; 3 – контргайка; 4 – контровочная шайба

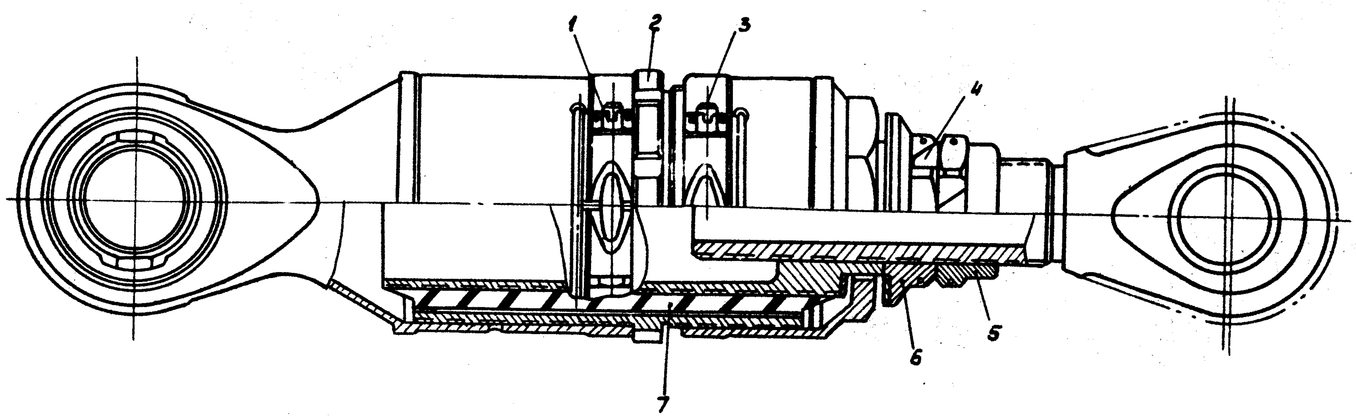


Рис. 3.11. Амортизатор тандерного типа:
1 – гайка контровочного устройства; 2 – регулировочная гайка; 3 – болт регулировочного устройства; 4 – контровочная шайба; 5 – контргайка; 6 – опорная гайка; 7 – резиновый амортизатор

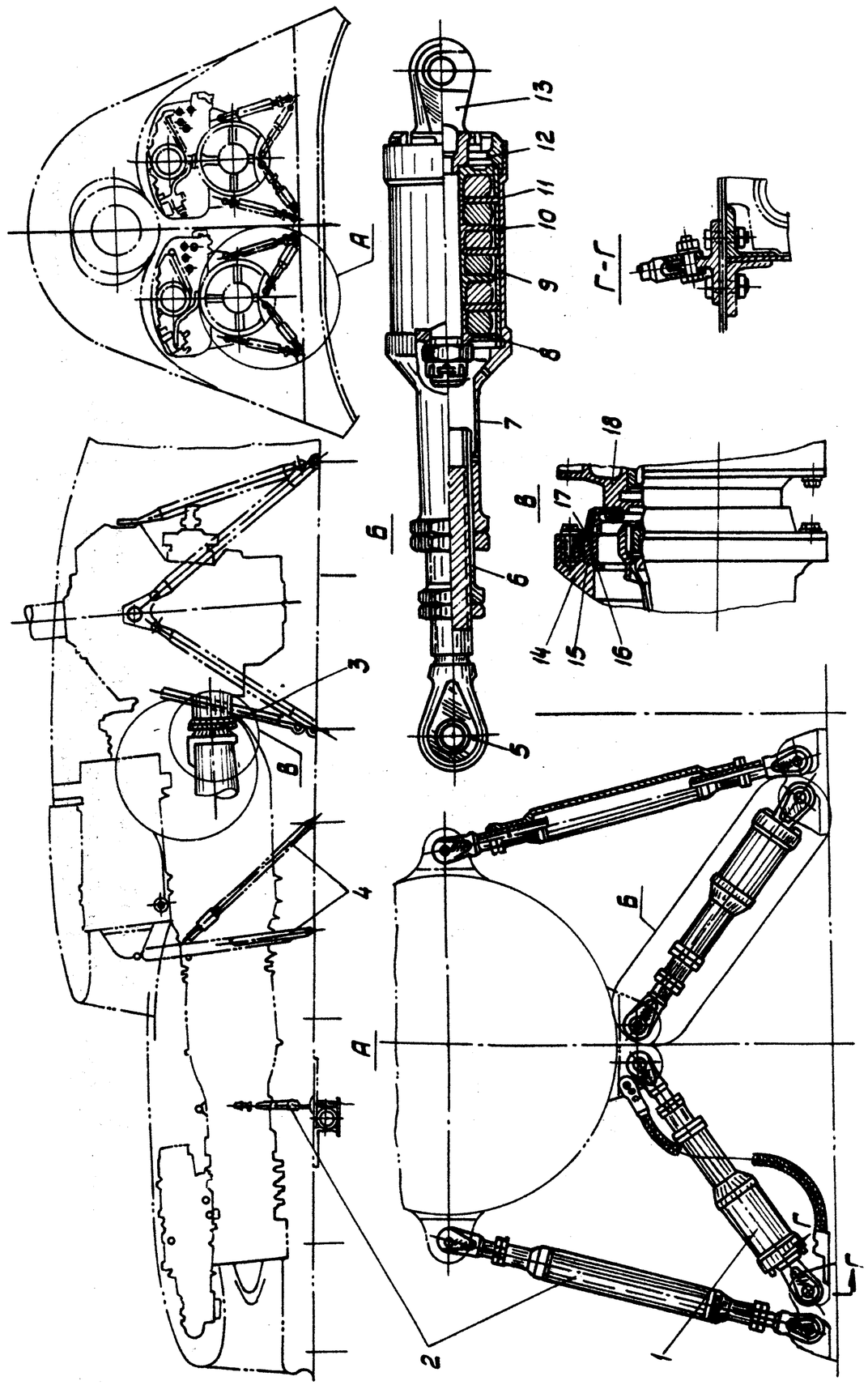


Рис. 3.12. Схема крепления двигателя на вертолете Ми-8

Данная конструкция крепления двигателя не позволяет снять редуктор без демонтажа двигателя или без использования специального приспособления 3.

Расчет стержней и узлов подвески двигателя производится по общим методам строительной механики и сопротивления материалов в соответствии с действующими нормами прочности.

Расчетные случаи для систем крепления двигателей приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Расчетные случаи	n_x	n_y	n_z	Коэффициент безопасности
Вертикальная посадка на переднее и основное шасси	–	–5,5	–	1,65
Выход из планирования	–	–5,0	—	1,5
Посадка на основное шасси	–2,0	–3,5	–	1,3
Посадка с боковым ударом	–	–2,0	–1,0	1,65
Односторонняя посадка	–	–2,0	±2,0	1,65

Перегрузки, приведенные в табл. 3.1, даны с учетом соответствующего коэффициента безопасности.

На систему подвески двигателя действуют:

вес G'_y, т.е. вес двигателя и закрепленных на нем элементов СУ (агрегаты внешних систем питания смазки и охлаждения, выхлопные трубы и др.);

инерционные силы, возникающие при неустановившемся полете, маневрах и посадке, определяемые как произведение соответствующих перегрузок (табл. 3.1) на вес силовой установки nG'_y и приложенные в центре тяжести СУ;

сила, направленная вдоль оси двигателя, создаваемая расходом массы воздуха, проходящего через двигатель;

реактивный момент двигателя, действующий относительно его оси;

гироскопический момент при вращении вертолета относительно пространственных осей OY и OZ:

Вектор $M_г$ направлен нормально к плоскости, образованной векторами угловых скоростей $\omega_{дв}$ и $\omega_в$.

4. Система охлаждения агрегатов ГТД

Системы охлаждения ГТД обычно входят во внутреннюю аэродинамику двигателя и не требуют создания в силовой установке дополнительных устройств. Исключением являются агрегаты СУ ГТД, которые охлаждаются воздухом, отбираемым от вентиляторной установки.

Система охлаждения вертолета состоит из следующих элементов: воздухозаборника, подводящего воздух к вентилятору (иногда перед воздухозаборником располагают пылеочиститель), вентилятора с приводом к нему, капотов, выходного воздушного канала, регулирующих створок (жалюзи) и системы управления створками.

Воздухозаборники располагают обычно в верхней части фюзеляжа, в местах, где на режиме висения будет меньшая вероятность попадания крупных частиц грунта, а при поступательном полете можно ожидать естественного наддува за счет использования скоростного напора и тем самым уменьшить мощность, идущую на охлаждение двигателя.

Вентилятор системы охлаждения обычно имеет привод от главного редуктора вертолета и создает напор для движения воздуха, нагнетая потребное его количество в капот радиаторов (у СУ с ТВД).

На вертолетах применяются осевые вентиляторы. По сравнению с центробежными вентиляторами они имеют более высокий КПД, проще по конструкции и создают необходимую нагрузку двигателю для устойчивой его работы при малой частоте вращения.

В связи с тем, что съем тепла пропорционален скорости обдува $v_в$, а мощность, затрачиваемая на охлаждение, растет пропорционально $v_в^3$, с энергетической точки зрения более рационально охлаждать двигатель (или радиатор) потоком воздуха, имеющим небольшие скорости. Но при этом возрастают потребные поверхности и габариты агрегатов охлаждения, а следовательно, и масса системы охлаждения.

При расчетах системы охлаждения все температурные условия (расчетные атмосферные технические условия - РАТУ) берут на 15°С выше, чем по стандартной атмосфере, а из-за сравнительно небольшой скорости полета вертолета приращение температуры за счет торможения потока не учитывается.

Расчетными режимами для системы охлаждения являются:

набор высоты по вертикали на взлетной мощности двигателей при температуре окружающего воздуха +40°С;

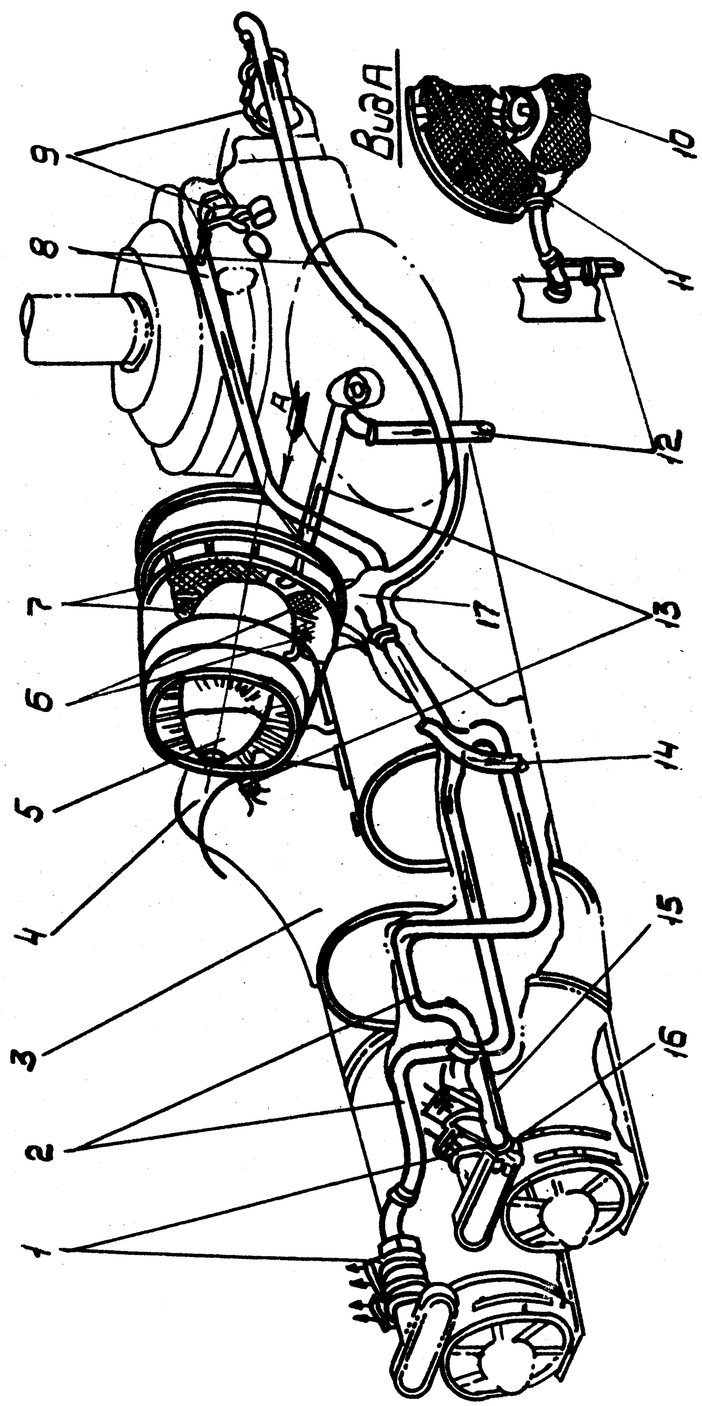


Рис. 3.13. Система охлаждения двухдвигательного вертолета с ТВД:
1 - кожухи и патрубки стартер-генераторов; 2 - трубы подвода воздуха для охлаждения стартер-генераторов; 3 - кожух выхлопной трубы; 4 - выхлопная труба; 5 - вентилятор; 6 - маслорадиаторы двигателей; 7 - маслорадиатор редуктора; 8 - трубы подвода воздуха к генераторам переменного тока; 9 - патрубки подвода воздуха к гидронасосам; 10 - заборник воздуха; 11 - патрубок отвода воздуха к выхлопной трубе; 12 - патрубок подачи воздуха в кабины; 13 - трубы подвода воздуха к выхлопным трубам; 14 - патрубок подачи воздуха в систему отопления кабин; 15 - трубка подвода воздуха к компрессору; 16 - колпак обдува компрессора

полет с максимальной скоростью на расчетной высоте (вблизи потолка) при соответствующей температуре набегающего потока воздуха;

планирование с задросселированными двигателями на расчетной высоте (потолке) при соответствующей температуре.

У хорошо спроектированной системы охлаждения затраты мощности могут быть не более 4–5% от мощности двигателя, но эта мощность может достигать 10% и более, если при создании системы охлаждения не стремиться к получению минимальных гидравлических потерь.

При проектировании вентилятора или при выборе его по имеющимся сериям надо знать общий потребный расход воздуха $m_в$ и напор H, необходимый для преодоления гидравлических сопротивлений в системе охлаждения.

Типовая система охлаждения агрегатов ГТД дана на рис. 3.13. Как указывалось выше, они охлаждаются воздухом, отбираемым от вентиляторной установки. Такими агрегатами СУ ГТД являются маслорадиаторы двигателей, стартер-генераторы постоянного тока, генераторы переменного тока, воздушный компрессор и выхлопные патрубки двигателей.

Потребное количество воздуха, отбираемого для охлаждения агрегатов, зависит от количества охлаждаемых агрегатов, от потребного расхода на каждый из агрегатов и является суммой расходов всех агрегатов.

5. Система питания топливом

Многое из того, что будет сказано в данном параграфе, относится в равной мере и к другим системам СУ (системе маслопитания, системе охлаждения и др.), а поэтому приведем более подробные сведения и методики расчета, с тем чтобы потом делать только соответствующие ссылки.

Внешняя топливная система СУ вертолета предназначена для размещения, подготовки и подачи топлива, необходимого двигателю на всех режимах его работы и при всех режимах и высотах полета аппарата.

Топливная система включает в себя следующие элементы:

баки с арматурой (под арматурой понимается все, что устанавливается на бак: насосы, топливоизмерители, фильтры и т.п.);

насосы подкачки и перекачки топлива (подкачивающий насос подает топливо к двигателю или к насосу, устанавливаемому на двигателе, а перекачивающий насос осуществляет перемещение топлива из одного бака в другой);

краны, клапаны, фильтры (внешняя арматура);

приборы контроля и управления;

трубопроводы топливные и дренажа.

К топливным системам, независимо от их применения на летательных аппаратах и конструктивного оформления, предъявляются следующие требования:

надежность хранения, подготовки и подачи топлива в двигатель на всех режимах полета аппарата;

достаточная высотность;

сохранение работоспособности при повреждениях и отказах отдельных агрегатов;

независимость центровки летательного аппарата от выработки топлива (это особенно важно для вертолетов, у которых диапазон изменения центровки крайне ограничен);

свободный доступ к агрегатам топливной системы (кранам, фильтрам, сливным и заправочным пробкам и др.); свободный доступ ко всем топливным магистралям и их соединениям желателен, но не обязателен из-за возможного усложнения конструкции аппарата;

противопожарная безопасность.

Рассмотрим типовые современные системы питания топливом.

1. Способ выдавливания топлива. При последовательной выработке топлива (рис. 3.14,а) оно в результате повышения давления $\Delta p_Б$ в баке 1, создаваемого обычно с помощью нейтрального газа, по трубопроводу поступает в бак 2, затем в бак 3, который обычно и является расходным баком. Чем больше разность давлений в соединенных баках и чем меньше гидравлические потери в коммуникациях, тем больше скорость протекания топлива.

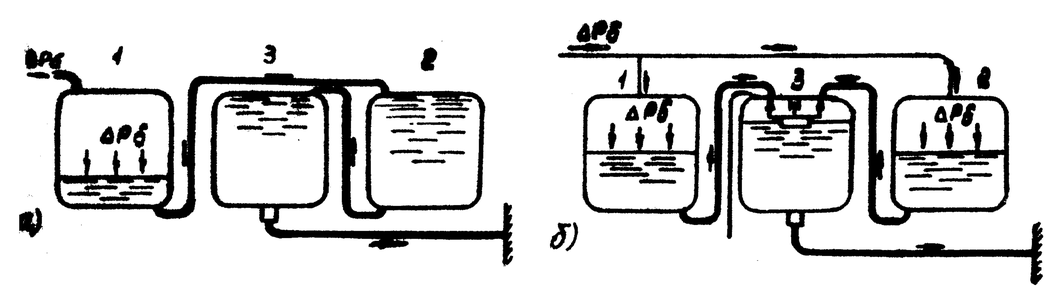


Рис. 3.14. Схемы питания топливом по способу выдавливания: а – последовательная; б – параллельная

При параллельной выработке топлива (рис. 3.14,б) давление нейтральным газом создается одновременно в двух параллельно соединенных баках, и топливо из этих баков поступает в третий (расходный) бак.

Последовательная схема не требует дренажа в баках, а параллельная (рис. 3.14,б) требует наличия надежно работающей дренажной системы, так как в противном случае из-за неизбежной разницы в гидравлических потерях возможна неравномерная выработка параллельно соединенных баков или неполная выработка одного из этих баков.

К недостаткам способа перекачки топлива выдавливанием относится требование герметичности системы. При выходе из строя одного из параллельно соединенных баков оба бака выходят из строя (перестают подавать топливо).

2. Способ перекачки топлива. В этом случае в самой нижней точке бака (рис. 3.15) устанавливается насос перекачки, и топливо из бака А подается в бак Б по магистрали *а* под давлением, создаваемым насосом перекачки. Излишки топлива по трубопроводу обратной связи (по трубам перелива) поступают обратно в бак А.

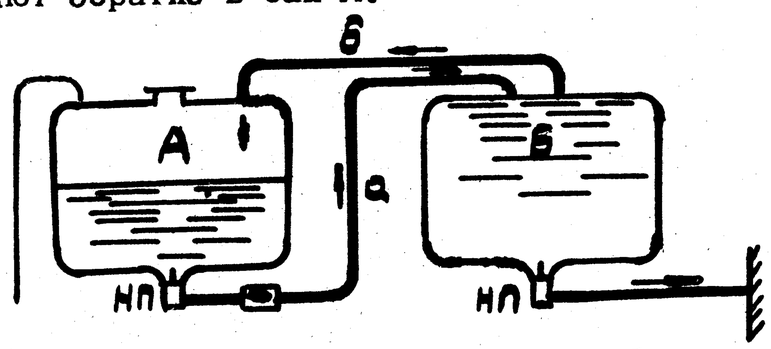


Рис. 3.15. Схема питания по способу перекачки топлива

Способ перекачки топлива успешно используется во всех современных системах питания топливом летательных аппаратов.

Для выполнения требований, предъявляемых к топливным системам, необходимо:

для увеличения живучести системы питания топливом баки или, в крайнем случае, группы баков выполнять по возможности автономными. Тогда выход из строя отдельного бака или трубопровода не приведет к выходу из строя всей системы;

расходный бак устанавливать вблизи двигателя, чтобы его легче было защитить от повреждения, что повысит живучесть системы. Создается как бы аккумулятор топлива, обеспечивающий непродолжительное питание двигателя не только при тяжелых маневрах аппарата и при переключении баков, но и при выходе из строя основных баков;

располагать баки и топливные магистрали так, чтобы при аварийной посадке они не были повреждены. Для этого ниже топливных магистралей должны проходить силовые элементы конструкции аппарата, амортизирующие посадочный удар при аварии;

избегать прокладки топливных магистралей вблизи нагретых частей двигателей, а при невозможности выполнения этого условия надежно теплоизолировать трубопроводы;

прокладывать трассу трубопроводов плоскими панелями монотонно, т.е. с небольшим постоянным наклоном, избегая резких наклонных пространственных пересечений. "Строительные" уклоны трассы должны обеспечивать стекание воды в фильтры или в отстойники баков и выход воздуха (или паров бензина) в баки, в паровоздухоотделитель или в атмосферу;

агрегаты системы (насосы, фильтры, краны, клапаны, угольники дополнительного питания и др.) по возможности группировать вместе (в виде блока), а не расставлять по всей трассе;

учитывать возможность потери герметичности, поломки или другого повреждения любой точки системы. Вытекающее топливо должно иметь свободный выход и не попадать на горячие участки СУ, в кабины и закрытые отсеки конструкции, где оно может скапливаться, угрожая безопасности полета;

жесткие трубопроводы не должны иметь знакопеременных и осевых нагрузок, создающихся при деформациях конструкции или термических расширениях. Следует выполнять участки топливной трассы, подвергающиеся этим нагрузкам, из специальных (гибких) шлангов и иметь компрессоры в виде свободно продолженных криволинейных участков;

все топливо, подаваемое в двигатель, включая и пусковое, должно проходить через фильтры;

штуцер возвращающегося в бак топлива (по обратной связи) выполнять и располагать так, чтобы топливо, поступающее в бак, не бурлило, а пузырьки паров топлива и воздуха не попадали в заборный штуцер. Для этого штуцер возврата топлива устанавливают ниже уровня топлива со специальными насадками-успокоителями или густыми сетками.

О сложности системы питания при наличии большого количества топливных баков на двухдвигательном вертолете можно судить по схеме питания топливом вертолета Ми-6 (рис. 3.16):

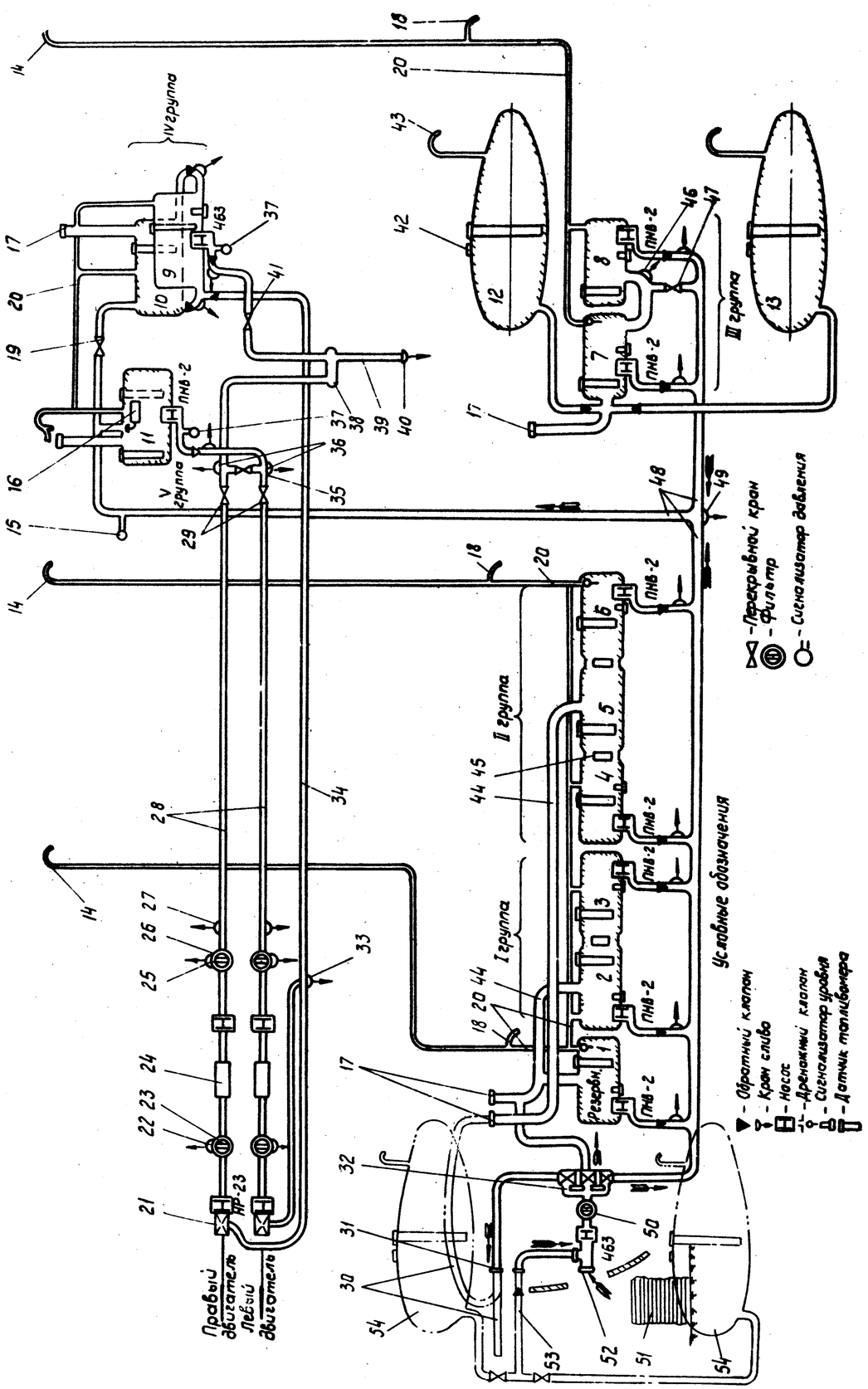


Рис. 3.16. Схема питания топливом двухдвигательного тяжелого вертолета

На рис. 3.16: 1 – топливный бак резервный; 2,3,4,5,6,7,8 – топливные баки нижние; 9,10,11 – топливные баки верхние; 12, 13 – топливные баки подвесные; 14 – трубопровод обогрева дренажа теплым воздухом; 15 – сигнализатор давления; 16 – поплавковый клапан; 17 – заливная горловина; 18 – вывод дренажного трубопровода за борт (в атмосферу); 19 – перекрывной кран; 20 – трубопровод дренажа; 21 – кран останова двигателя; 22 – кран слива отстоя из фильтра тонкой очистки; 23 – фильтр тонкой очистки; 24 – расходомер; 25 – кран слива отстоя из фильтра грубой очистки; 26 – фильтр грубой очистки; 27 – кран слива отстоя из трубопровода; 28 – трубопровод питания топливом; 29 – противоположный кран; 30 – перекидной шланг заправки второй группы баков из транспортируемых вертолетом емкостей; 31 – штуцер раздачи топлива потребителям; 32 – специальный тройной кран; 33 – кран слива топлива из трубопровода; 34 – трубопровод слива топлива в бак из кранов останова двигателей; 35,47 – перекрывные краны; 36 – кран для стравливания воздуха; 37 – сигнализатор давления топлива; 38 – топливный коллектор; 39 – трубопровод слива топлива из верхних баков; 40 – кран слива топлива из верхних баков; 41 – перекрывной кран для раздельного слива топлива; 42 – заливная горловина; 43 и 45 – дренажная труба; 44 – трубопровод заправки; 46 – кран слива отстоя из соединительного трубопровода и слива топлива из баков третьей группы; 48 – трубопровод перекачки; 49 – кран слива топлива из нижних баков; 50 – фильтр грубой очистки; 51 – аэродромная емкость; 52 – приемный штуцер для перекачки топлива из аэродромных емкостей; 53 – штуцер и шланг перекачки топлива из транспортируемых вертолетом емкостей; 54 – транспортируемая вертолетом емкость.

Топлива, применяемые для питания авиационных двигателей, – многокомпонентные жидкие смеси нескольких углеводородов с большим диапазоном температур кипения.

Основными их параметрами являются упругость паров, теплотворная способность, плотность, вязкость, химическая нейтральность, гигроскопичность и наличие механических примесей.

Упругостью паров называется атмосферное давление, при котором происходит интенсивное выделение паров из жидкой фазы (кипение). Для однородных жидкостей (вода, спирт и т.п.) давление паров при определенной температуре является однозначной величиной, и для них можно построить график $p_t(t)$ (рис. 3.17,а).

Для многокомпонентных жидкостей построить такой график довольно трудно, так как при одной и той же температуре давление насыщенного пара по мере испарения легких фракций падает в результате изменения отношения объемов паровой и жидкой фазы (рис. 3.17,б).

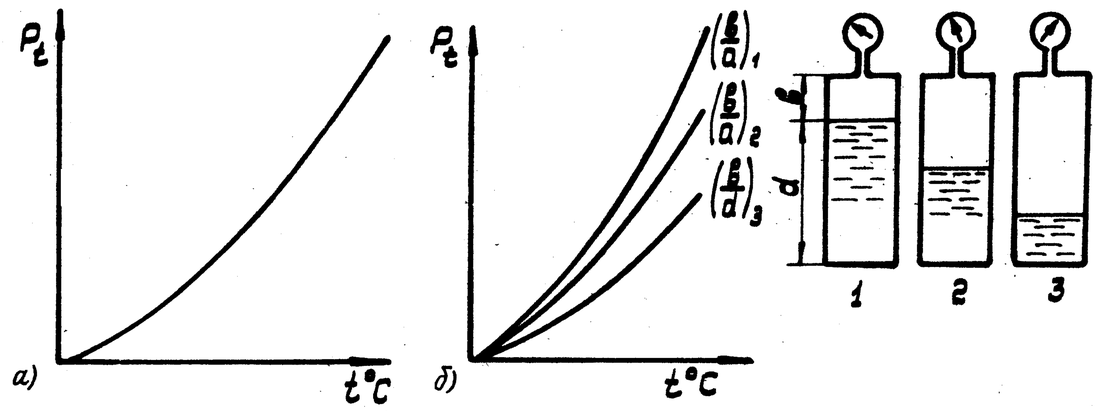


Рис. 3.17. Упругость паров топлива:
а – однокомпонентная жидкость; б – многокомпонентная жидкость (бензин)

Давление паров авиационных бензинов при $t = 40°C$ находится в пределах $(3,5...5,3)\cdot 10^4$ Па, а температура замерзания $\sim 60°C$.

Упругость паров топлива обозначается величиной $p_{t\,b/d}$, где t – температура топлива, b – объем паровой фазы, d – объем жидкой фазы.

Для расчетов пользуются условной величиной давления паров $p_{t\,4/1}$, где температура топлива t согласно ГОСТ 1756–42 принимается равной 37,8°С. У нас обычно принимак $t = 40°C$ при тех же отношениях паровой и жидкой фазы, равных 4/1.

У авиационных керосинов упругость паров при тех же условиях составляет $(0,4...1,7)\cdot 10^4$ Па.

Условное значение давления паров определяется на специальном приборе Рейда, а поэтому оно и называется давлением паров по Рейду и обозначается индексом Rid (p_{Rid}).

Влияние температуры на давление паров бензина в диапазоне температур от 15 до 60°С можно определить, пользуясь эмпирической формулой

$$p_{t\,4/1} = p_{Rid}\left(1 - \frac{37,8-t}{75}\right)^2,$$

а для авиационных керосинов в диапазоне температур $0° < t < 40°C$ можно пользоваться формулой

$$p_{t\,4/1} = p_{Rid}\left(1-2,2\,\frac{40-t}{100}\right).$$

О влиянии температуры на упругость паров можно судить по следующему соотношению: если при $t = 40°C$ давление паров бензина составляет $p_{t\,4/1} = 4,5\cdot 10^4$ Па, то при $t = -10°$ $p_{t\,4/1} = 0,86\cdot 10^4$ Па.

Следовательно, одним из средств повышения высотности системы является понижение температуры топлива.

Для расчета топливных систем можно принимать температуру топлива равной 40°С, что соответствует летним наиболее тяжелым условиям эксплуатации в умеренном климате. При расчете высотности системы температуру топлива принимают такой же, поскольку за время подъема летательного аппарата топливо в баках не успевает значительно изменить свою энтальпию путем отдачи тепла через стенки баков, особенно при их протектировании.

На расчет высотности открытых систем питания весьма большое влияние оказывает падение давления в окружающей атмосфере.

До тех пор, пока давление в баках превышает давление кипения при данной температуре хотя бы на $(0,8...1,05)\cdot 10^4$ Па, испарение топлива незначительно, и его можно не учитывать. Но при давлениях, близких к давлению паров топлива или равных ему, происходит интенсивное испарение, и потери топлива сильно возрастают.

Температуру кипения бензина можно определить по формуле

$$t_{кип} \approx 70 - 4H,$$

где H – высота полета, км.

Высота, на которой начинается кипение бензина, будет

$$H_{кип} = 17,5 - 0,25\,t_{кип}.$$

При наборе высоты и при полетах на высоте, где атмосферное давление равно упругости паров, воздух и пары, выходя через дренажные трубопроводы, захватывают с собой мелкие капли кипящего топлива, что приводит к его большим потерям.

Приближенно можно считать, что при увеличении высоты полета выше указанной потери бензина в баках с открытым дренажом составляют 1...2% в час на 1 км высоты, а при быстром наборе высоты $\Delta m_{исп} = 1,5\,(H - H_0)\%$.

Следовательно, системы питания с открытым дренажом бензобаков малопригодны для полетов на больших высотах.

Теплота сгорания топлива (теплотворная способность) бывает объемной и удельной. Удельная теплота сгорания авиационных бензинов и керосинов почти одинакова и равна 42 700... 44 500 кДж/кг, а объемная теплота сгорания керосина выше, чем у бензина, так как плотность керосина больше плотности бензина. Объемная теплота сгорания керосина 35 500 кДж, а бензина 32 600 кДж/л.

Плотность бензина 0,72...0,74 кг/л, керосина - 0,82... ...0,84 кг/л. Требования к авиационным топливам в отношении степени очистки, содержания воды и постоянства плотности весьма высокие, а поэтому и диапазон изменения их плотности крайне ограничен.

Вязкость керосина в 3-4 раза больше, чем у бензина. У последнего при $t = 40^{\circ}C$ $\nu = 0{,}66 \cdot 10^{-2}$ Ст, а при $t \gtrless 40^{\circ}C$ ее можно определить по формуле

$$\nu_t = \nu_{40} \left(\frac{480}{440 - t}\right)^3.$$

Химическая нейтральность топлива заключается в отсутствии окислов и щелочей, разрушающих трубопроводы, агрегаты и арматуру. Так, окислы алюминия обладают абразивными свойствами и помимо засорения фильтров и жиклеров вредно действуют на ресурс помп и других агрегатов.

Гигроскопичность топлива - способность поглощать из атмосферы влагу - зависит от температуры топлива. Чем выше температура, тем больше влаги топливо поглощает. Так, например, при $t = 10^{\circ}C$ содержание влаги $\sim$ 4...6 г/т; при $t = 40^{\circ}C$ содержание влаги $\sim$ 120...150 г/т.

Наличие влаги в топливе приводит к обволакиванию фильтрующих элементов, к отстою в нижних точках трубопроводов, где вода может замерзнуть и нарушить нормальную работу системы. Кроме того, появление влаги в топливе приводит к коррозии элементов топливной системы.

Количество растворенного в бензине воздуха достигает 10-15% и более. При давлении в баке, близком к давлению паров бензина, т.е. на режимах, близких к кавитационным, происходит интенсивное выделение воздуха и паров бензина, что значительно ухудшает условия работы насосов.

Расчетными случаями для топливных систем являются те режимы полета аппарата, при которых имеют место большие расходы топлива и наибольшие перегрузки, вызывающие отлив топлива от насоса. При этом необходимо учитывать питание максимального числа двигателей, минимальный уровень топлива в баках (25% объема) и наименее выгодное пространственное положение летательного аппарата. Такими случаями расчета могут быть:

1) полет на максимальной мощности двигателей на высоте практического потолка с учетом скоростного наддува двигателей;

2) взлет на максимальной мощности двигателей на последней расчетной высоте (горка). Перегрузки при этом $n_y = 1$; $n_z = 0$;

$$n_x = 14{,}2 \frac{1}{q} \sqrt{\frac{\Delta}{p}} - 0{,}1 = 14{,}2 \frac{N}{m} \sqrt{\frac{\Delta \pi D_{нв}^2}{4m}} - 0{,}1.$$

Здесь N - максимальная мощность двигателя на расчетной высоте; m - полетная масса аппарата; $D_{нв}$ - диаметр несущего винта; Δ - отношение плотности воздуха на расчетной высоте к плотности его у земли;

3) горизонтальный вираж без потери высоты и скорости на высоте, равной статическому потолку аппарата. Перегрузка при этом

$$n_x = 0; \quad n_z = 0;$$

$$n_y = 27{,}1 \frac{1}{q} \sqrt{\frac{\Delta}{p}} = 27{,}1 \frac{N_e}{m} \sqrt{\frac{\pi \Delta D_{нв}^2}{4m}}.$$

Для проведения указанных расчетов необходимо иметь следующие данные:

монтажную схему системы - точное пространственное расположение агрегатов топливной системы (в масштабе) с указанием фактических размеров;

основные характеристики двигателей:

для поршневых и газотурбинных $N_e = f_1(V, H)$; $c_e = f_2(N_e, H)$;

для реактивных $T = f_3(V, H)$; $C_r = f_4(T, H)$;

сорт используемого топлива и его основные характеристики $p_{t\ b/d}$; γ и ν.

Расчет топливной системы в основном сводится к определению:

объема баков, порядка их выработки и влияния выработки на центровку аппарата;

сопротивления топливной трассы от баков к насосу, установленному на двигателе;

потери топлива за счет испарения легких фракций и выноса капелек топлива при бурном выделении воздуха из-за большой скороподъемности летательного аппарата;

высотности системы, т.е. предельной высоты полета, до которой топливная система обеспечивает надежную работу двигателя;

надежности дренажной системы, предназначенной для регулирования давления в баках:

надежности совместной подачи топлива нескольких баков в общую магистраль;

параметров аварийного слива (если таковой имеется).

Метод расчета аналогичен методу расчета любых гидравлических трасс. Для СУ он сводится к удовлетворению следующего условия: располагаемое давление на входе в насос должно быть равным потребному или больше его:

$$p_{вх_{расп}} \geqslant p_{вх_{потр}}$$

Располагаемое давление перед насосом, определяющее высотность системы,

$$p_{вх_{расп}} = p_н + \Delta p_б \pm z + \Delta p_{нп} - k\left(\sum \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi\right)\frac{v^3}{2g} \pm p_j .$$

Здесь $p_н$ – давление окружающей среды; $\Delta p_б$ – избыточное давление в баке; z – разность по высоте между уровнем топлива и отметкой всасывающего патрубка насоса; $\Delta p_{нп}$ – напор, создаваемый насосом подкачки; $k\sum\lambda \frac{l v^2}{d 2g}$ – гидравлические потери в трубопроводах трассы; $k\sum\xi \frac{v^2}{2g}$ – гидравлические потери в агрегатах трассы; k – коэффициент повышения гидравлических потерь; λ – коэффициент потерь на трение в трубопроводе; l – длина участка трубопровода; d – внутренний диаметр трубопровода; v – скорость движения топлива в трубопроводе; g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с^2; ξ – коэффициент потерь агрегатов системы; p_j – инерционное давление, возникающее при фигурных полетах и действующее в направлении, обратном ускорению:

$$p_{j_x} = n_x \sum l_x \quad \text{ст. топлива;}$$

$$p_{j_y} = n_y \sum l_y \quad \text{ст. топлива;}$$

$$p_{j_z} = n_z \sum l_z \quad \text{ст. топлива,}$$

n_x, n_y и n_z – коэффициенты перегрузок, действующие в направлении соответствующих осей; l_x, l_y и l_z – проекции трубопровода на соответствующие оси координат.

В том случае, когда направление ускорения совпадает с направлением движения топлива, инерционные силы препятствуют движению топлива к насосу, и давление $p_{вх}$ уменьшается. Чем длиннее вертикальные участки трубопроводов, тем большее значение имеют вертикальные ускорения, и чем длиннее горизонтальные участки, тем большее значение имеют горизонтальные ускорения.

Потери напора на трение и на преодоление местных сопротивлений (сопротивления в агрегатах) для топливных трасс определяются обычными методами гидравлики с учетом числа Рейнольдса.

При определении гидравлических потерь в гибких шлангах коэффициент потерь λ необходимо увеличивать в 4–6 раз, т.е.

$$\lambda_{г.ш} = (4 \ldots 6)\,\lambda_{мет.тр} ,$$

где $\lambda_{г.ш}$ – коэффициент потерь в гибких шлангах; $\lambda_{мет.тр}$ – коэффициент потерь в металлических трубах.

В табл. 3.2 приводятся коэффициенты сопротивления отдельных агрегатов трассы.

Определив $p_{вх}$, можно установить, является ли данная система работоспособной при заданных расчетных условиях, удовлетворяет ли она условию $p_{вх\,распр} \geqslant p_{вх\,потр}$.

Таблица 3.2

Места и условия появления местных сопротивлений	Коэффициенты потерь
Вход в трубопровод из бака	1,0
Соединение гибким шлангом	0,3
Фильтры сетчатые	1,5 ... 2,3
Поворот под прямым углом без скругления (угольник, тройник и т.п.)	$\xi_{90} = 1{,}1 \ldots 1{,}3$
Поворот на угол α без скруглений	$\xi = \xi_{90}\frac{\alpha}{90}$
Поворот на угол α при радиусе закругления по осевой линии $R = (2\text{–}3)$	$\xi = (0{,}33 \ldots 0{,}4)\frac{\alpha}{90}$
Коллекторные узлы трубопроводов	2
Краны запорные	0,1 ... 0,5
Краны клапанные	0,7 ... 1,0
Краны игольчатые	2,6
Краны многоходовые	2 ... 4,5
Краны сливные	4 ... 5
Обратные клапаны	2
Резкое уменьшение скорости от v_1 до v_2	$\left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2$
Резкое увеличение скорости	$\leqslant 0{,}5$

Дренажные системы называют открытыми, если воздушное пространство бака соединяется с атмосферой, и закрытыми, если оно не соединяется с атмосферой. В последнем случае воздушное пространство бака соединяется с нагнетающей магистралью от патрубка выхлопа двигателя или с системой подачи нейтрального газа.

В жестких баках желательно, а в мягких баках обязательно иметь избыточное давление, что при открытых дренажных системах достигается за счет использования скоростного напора.

При быстром снижении аппарата давление в баке может стать меньше внешнего давления, и бак будет смят или разрушен.

При современных скоростях полета скоростной напор на малых высотах может достигать значений, опасных для прочности бака. Поэтому в системе дренажа следует предусматривать специальные устройства, ограничивающие давление, в виде предохранительных клапанов с заслонками либо в виде специальных входных устройств (скос приемника). В последнем случае давление в баке может быть определено из соотношения

$$\Delta p_Б = K_\varphi K_{пс} q_н .$$

Здесь K_φ – коэффициент, учитывающий угол скоса; $K_{пс}$ – коэффициент, учитывающий эффект торможения пограничного слоя; $q_н$ – скоростной напор на расчетной высоте полета.

Угол скоса $\varphi < 30$ недопустим, так как давление в баке будет меньше атмосферного, а при $\varphi = 0$ оно достигает значений $-0{,}2\,q$.

Влияние пограничного слоя определяют экспериментально. Обычно $K_{пс}$ изменяется в пределах 0,5...1 и зависит от места вывода дренажа и длины выводной трубки.

Для равномерности давления в баках и одновременной выработки топлива в параллельно соединенных баках систему дренажа следует делать общей для всех баков, от одного приемника.

Основными расчетными случаями для системы дренажа являются быстрый набор высоты и быстрое снижение по вертикали. Причем последний случай обычно наиболее опасный. Кроме того, необходимо учитывать условия аварийного слива и заправки бака снизу.

Для расчета должны быть известны K_φ: V_y – средняя скорость вертикального снижения; Σ – суммарные гидравлические потери в магистрали; $W_Б$ – не заполненный топливом

объем бака, л; $V_{сн}$ – скорость снижения по траектории:

$$F_{др} \geqslant 7{,}5 \cdot 10^3 \frac{V_y}{V_{сн}} \sqrt{\frac{\Sigma \xi}{K_\varphi}}\, W_Б ,$$

где $F_{др}$ – площадь проходного сечения дренажной трубки, см^2.

Обычно $d_{др}$ делают равным диаметру d основного бензопровода или $d_{др} \geqslant 12...15$ мм.

Ко всем элементам топливной системы предъявляются следующие основные требования: герметичность, надежность, малая масса, коррозионная устойчивость, малые гидравлические сопротивления и др.

При равных объемах и толщине стенки наименьшую поверхность, а следовательно, и массу имеет бак сферической формы. Близкие к нему параметры имеет бак в форме куба или цилиндра, а все остальные многообразные формы баков с точки зрения массы хуже.

Сферический бак с технологической точки зрения несколько сложнее по сравнению с баком, имеющим форму куба. Кроме того, он хуже, чем кубический или цилиндрический бак, использует объем фюзеляжа. Поэтому при конструировании баков необходимо стремиться к тому, чтобы они максимально использовали предоставленные объемы при минимальной площади поверхности.

Фюзеляжные баки имеют форму, близкую к кубической, и в них остаток невыработанного топлива составляет 0,7...1%. Баки, расположенные под полом фюзеляжа, имеют значительно меньшую высоту по сравнению с длиной и шириной, а поэтому остаток невыработанного топлива значительно больше и равен 1,2...1,5%. В подвесных баках, имеющих обычно сильно удлиненную форму, остаток невыработанного топлива доходит до 3% и более.

При необходимости увеличения дальности (продолжительности) полета на вертолете устанавливаются дополнительные топливные баки. Схема питания топливом от дополнительного бака показана на рис. 3.18, а принцип действия достаточно ясен из подписей к рисунку.

Необходимо помнить, что баки, расположенные вдали от оси симметрии летательного аппарата, ухудшают его маневренные качества и как правило значительно усложняют схему питания и ухудшают эксплуатационные качества системы.

Учитывая влияние встречного ветра, неточность регулирования двигателей, возможные отклонения от маршрута, не-

полноту выработки топлива из баков и резерв топлива для подсадки, необходимо иметь несколько больший запас топлива.

Все вышеуказанные причины и погрешности расчета можно оценить величиной А = 1,05 ... 1,1.

Тогда объем топливных баков будет

$$V_б = \frac{A \sum \Delta G_т}{\gamma_т} = \frac{A \sum N_e c_e t}{\gamma_т}.$$

Для изготовления баков применяются алюминиевые сплавы, магниевые сплавы, прорезиненная ткань (мягкие баки),

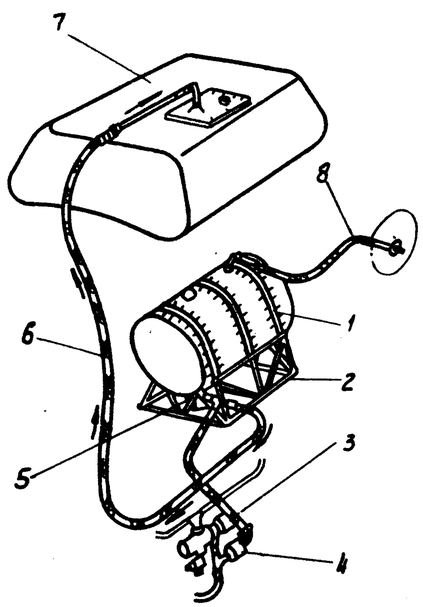


Рис. 3.18. Система питания топливом от дополнительного бака:
1 – дополнительный бак; 2 – ферма; 3 и 6 – шланги; 4 – перекрывной кран; 5 – насос БЦН; 7 – основной бак; 8 – дренаж дополнительного бака

мягкие стали и т.д. Толщина листового материала для изготовления баков топлива δ = 0,6 ... 2 мм. Иногда для большей прочности днища бака его выполняют из более толстого (в 1,5-2 раза) материала. Для повышения жесткости стенок бака и удержания лент подвесных баков от сползания применяют рифтовку, которая, кроме того, еще уменьшает термические напряжения и предохраняет от деформации при сварке. Обычно радиус рифтовки более 3δ, а ширина рифта берется равной $(5 \ldots 6)\delta$. Не рекомендуется применять в конструкции баков плоские панели наружного контура. Радиусы кривизны должны быть по возможности меньше $R = (600 \ldots 800)\delta$.

Избыточное давление, на которое рассчитываются баки, составляет 0,2 ... 0,5 даН/см^2.

Наилучшими с точки зрения удобства эксплуатации, надежности и живучести являются мягкие баки. На них почти

не влияют вибрации, и этим они выгодно отличаются от металлических баков. При сильных ударах, имеющих место при аварии, баки не разрушаются.

Толщина стенок мягких баков, устанавливаемых на вертолетах, 3 ... 12 мм. При этом протектируются только днища и стенки бака на 2/3 его высоты. Верхняя часть для экономии массы выполняется непротектированной с толщиной стенки δ = 3 ... 4 мм, тогда как стенки бака с протектором достигают 10 ... 12 мм.

Протектированная часть бака состоит из двух слоев бензостойкой резины толщиной 0,6 ... 0,7 мм каждый, набухающего слоя резины толщиной 2 ... 3 мм, набухающего слоя губки толщиной 5 ... 6 мм и защитного из кожзаменителя, предохраняющего бак от механических повреждений. Удельная масса стенок протектированного бака составляет 6 ... 8 кг/м^2.

При повреждении бака набухающий слой резины, растворяясь в бензине, затягивает отверстия, препятствуя вытеканию топлива.

Мягким бакам легче придать необходимую форму, чем металлическим, благодаря чему лучше используются объемы, поскольку баки устанавливаются в отсеках конструкции аппарата, полностью их заполняя, или в специальных контейнерах, воспринимающих все действующие на бак усилия. Крепление бака к контейнеру осуществляется с помощью завулканизированных в его стенках шпилек, или болтов с большими головками-фланцами, или лент из прорезиненной парусины, в которые зашнуровываются дюралюминиевые ленты с прикрепленными к ним фланцевыми шпильками.

Мягкие баки вставляются в контейнер через специальные малого размера люки, которые одновременно являются съемной силовой стенкой и закрепляются по контуру винтами и анкерными гайками. Это позволяет монтировать баки без значительного ослабления конструкции. Наибольшие усилия действуют на бак при выходе из крутого планирования, на вираже и при грубой посадке; эти условия и определяют рациональные формы крепления баков.

Принудительная подача топлива осуществляется с помощью насосов подкачки и перекачки. Первые предназначены для поддержания давления на входе в основной топливный насос, а вторые – для перекачки топлива из одного бака в другой.

По схеме работы и конструктивному оформлению насосы разделяются на объемные (коловратные, плунжерные и шестеренчатые), в которых за один цикл перекачивается определен-

ный объем топлива, и лопастные (осевые и центробежные), обычно выполняемые по двухступенчатой схеме, с осевым колесом на первой ступени и центробежным – на второй. Расход лопастных насосов зависит от давления на входе и выходе из насоса.

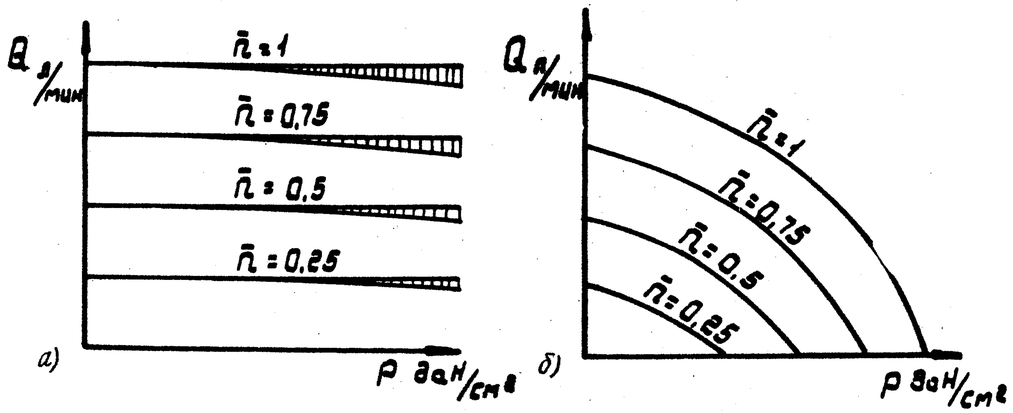


Рис. 3.19. Характеристики насосов:
а – объемного; б – лопастного

Типовая характеристика объемного насоса представлена на рис. 3.19,а.

На этой диаграмме показано, что расход насоса в диапазоне рабочих давлений почти не зависит от давления на выходе и прямо пропорционален частоте вращения, тогда как расход лопастного насоса (рис. 3.19,б) в сильной степени зависит и от давления на выходе, и от частоты вращения.

Мощность, потребная для вращения насоса, определяется по формуле

$$N = \frac{pQ}{102\,\eta_н}\ \text{кВт}.$$

Насосы подкачки лопастного типа могут работать при $Q = 0$ без перегрузки двигателя, не создавая недопустимо больших давлений. Тем не менее в случаях, когда такой режим возможен длительное время, следует иметь линию перепуска топлива с калиброванными жиклерами, пропускающими 5...10% номинального расхода топлива обратно в бак. К насосам подкачки предъявляется требование малого сопротивления при протекании топлива через остановленный насос. При этом должна быть обеспечена работа двигателя при остановленном насосе на малых высотах полета. При больших сопротивлениях остановленного насоса (более $0{,}65 \cdot 10^4$ Па), необходимо подключать к баку параллельный патрубок питания в обход насоса подкачки с установкой в нем обратного клапана.

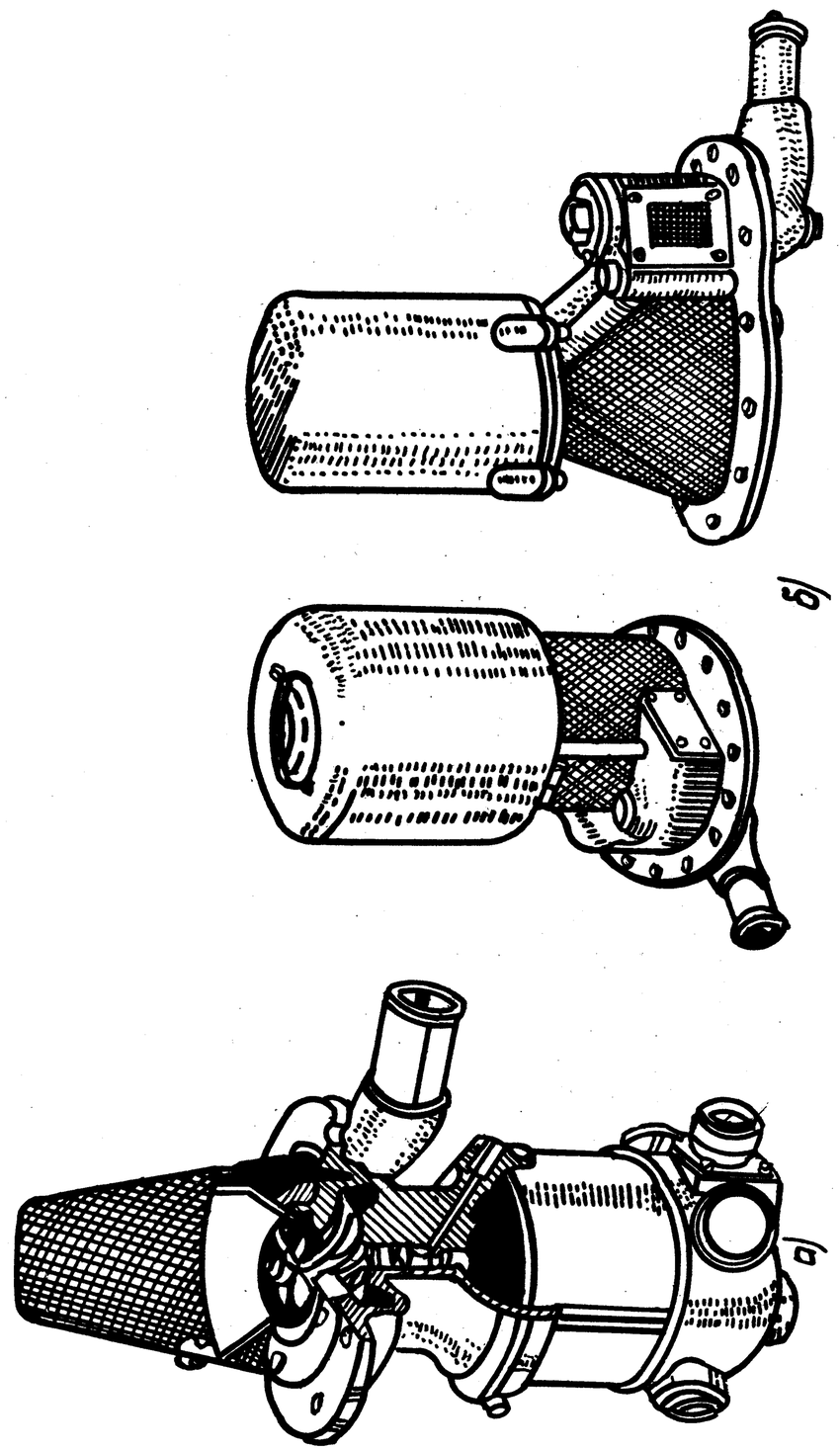


Рис. 3.20. Топливные насосы подкачки:
а – электродвигатель вне бака; б – электродвигатель внутри бака

На рис. 3.20 показаны два типа насосов, с установкой электродвигателя вне и внутри бензобаков.

Применение насосов подкачки в топливных системах позволяет повысить высотность топливной системы, снизить наддув баков, вести в необходимом порядке перекачку топлива из одного бака в другой и иногда обеспечивать аварийное питание двигателя при отказе насоса.

Для электронасосов подкачки практикой выработана своеобразная гидравлическая схема (рис. 3.21). Электронасосы подкачки обычно изготовляются с производительностью 2000... ... 10 000 л/ч с перепадом давлений 0,5...2 даН/см^2.

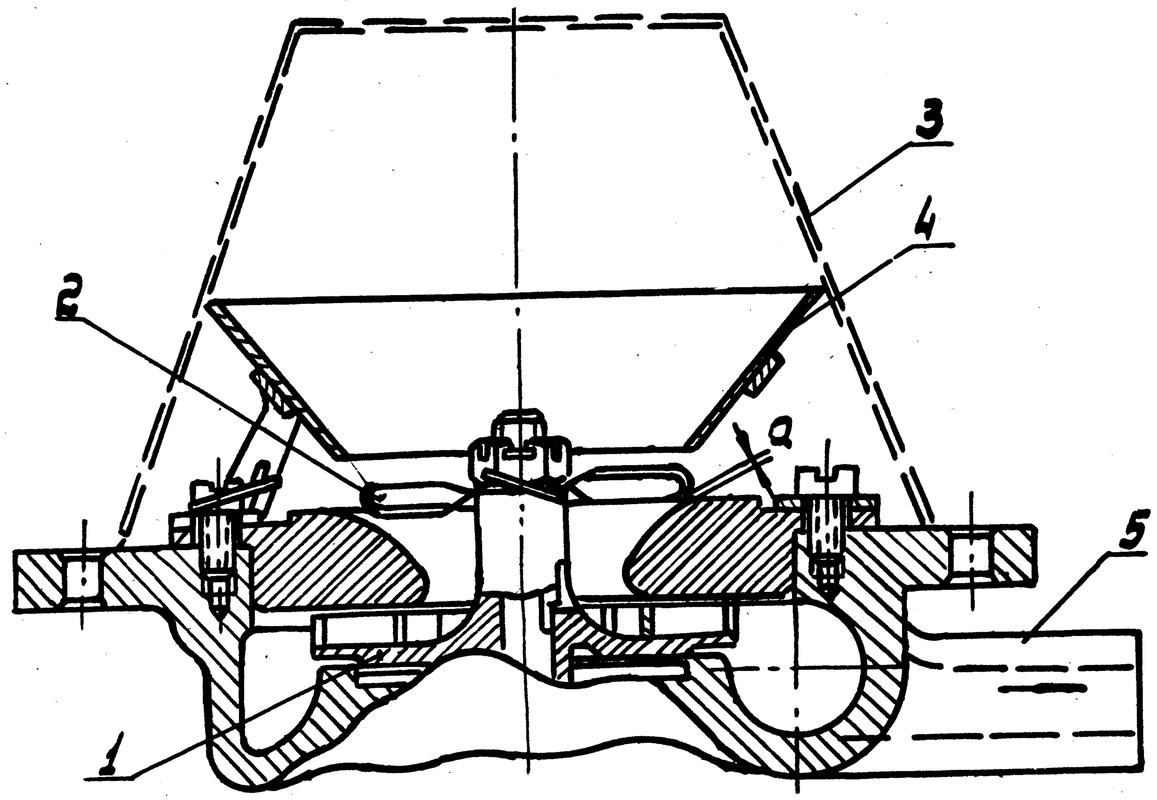


Рис. 3.21. Схема электронасоса подкачки:
1 – центробежная крыльчатка; 2 – осевая крыльчатка; 3 – предохранительная сетка; 4 – защитный колпак; 5 – выходной штуцер

Фильтры очищают топливо (масло), поступающее в двигатель, от механических примесей, находящихся в топливе (масле), собирая их в отстойник, откуда они периодически удаляются. Чрезвычайно малые диаметры жиклеров и калиброванные дозирующие отверстия в топливных агрегатах и регулирующих устройствах не допускают попадания в топливную систему даже самых незначительных механических включений, поскольку они могут не только нарушить нормальную работу,

но даже полностью вывести систему из строя. Поэтому количество фильтров, через которые проходит топливо из бака до цилиндров или камер сгорания, часто достигает 3–4 и более. При этом один из фильтров следует устанавливать непосредственно перед двигателем.

Площадь поверхности сетки выбирается из расчета 1 см^2 на каждые 10...15 л емкости бака при частоте сетки, равной 500...700 отверстиям. Гидравлическое сопротивление фильтра не должно превышать 2500...3000 Па при максимальном расходе топлива. Емкость отстойника выбирается из расчета 4...5 см^3 на каждые 10 л емкости бака, если в баках имеются отстойники, и 15...20 см^3, если таковых нет.

На рис. 3.22 представлены типовые конструкции фильтров низкого давления. Наглядно показано, как в ограниченных размерах размещаются фильтрующие элементы сетки довольно большой площади.

Фильтры высокого давления ставятся после насоса, а частота сетки в этом случае может достигать 1600 отверстий на 1 см^2, что позволяет задерживать частицы размером 10...20 мкм.

Площадь сетки (в сантиметрах) может быть определена по формуле

$$F_c = \frac{Q}{V_c},$$

где Q – расход, см^3/с; V_c – скорость топлива на сетке фильтра, равная 2...5 см/с.

Величина гидравлических потерь фильтра ξ обычно составляет 1,5...2,5 при $V_c \approx 2$ см/с (при чистой сетке). По мере засорения сетки фильтра гидравлические потери значительно возрастают.

К приборам контроля и управления относятся топливомеры (приемники и датчики), расходомеры, сигнальные лампы, переключатели топливомеров и др.

Для измерения количества топлива в баках от максимального уровня до полной выработки применяются электрические поплавковые приборы, датчики которых устанавливаются на верхней поверхности бака. В баке резерва топлива для посадки установка топливомера обязательна. Кроме того, необходима звуковая или световая сигнализация, дающая знать о включении резерва посадки.

Кроме топливомеров, на больших летательных аппаратах устанавливаются контрольные лампы, которые сигнализируют о выработке основных и дополнительных баков, о падении давления за насосами подкачки или о заполнении баков во время заправки системы топливом.

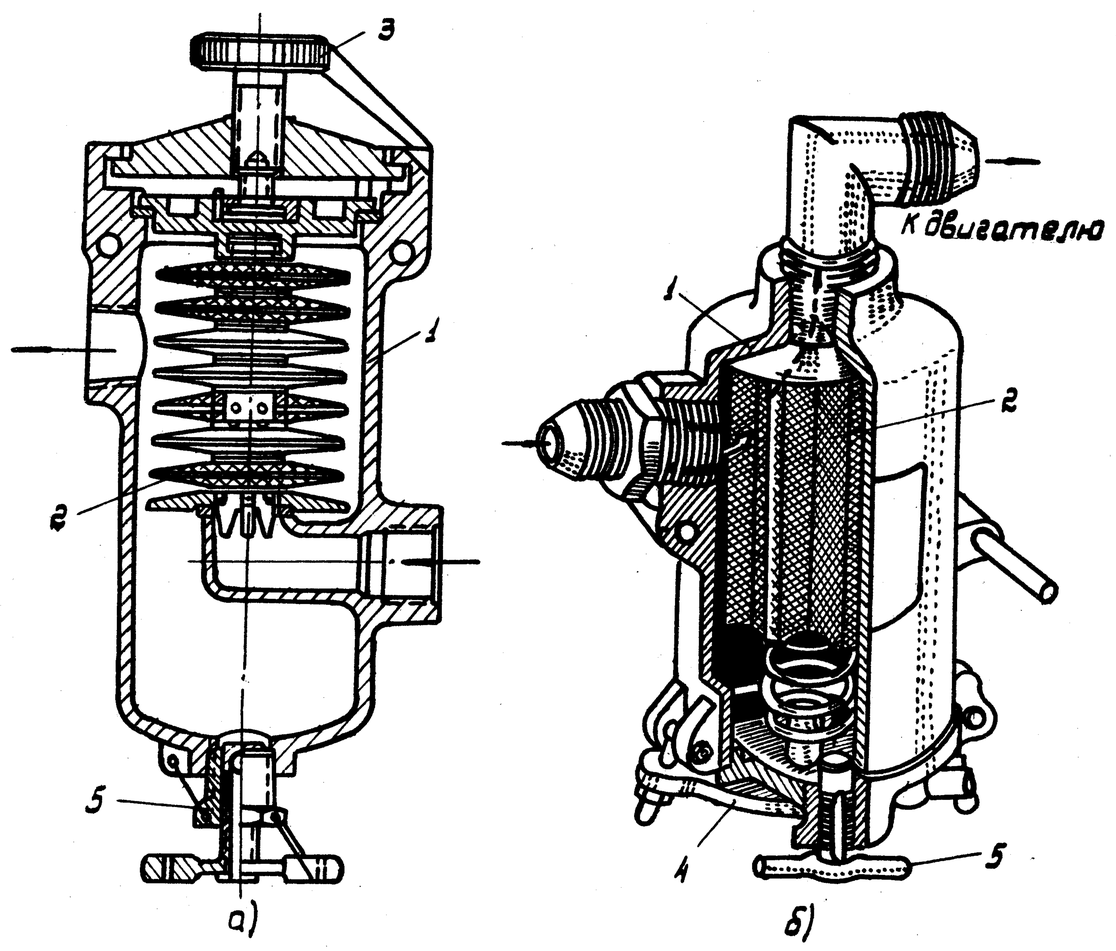


Рис. 3.22. Сетчатые топливные фильтры низкого давления:
а – дисковый; б – цилиндрический;
1 – корпус; 2 – сетка; 3 и 4 – крышки; 5 – болт для слива отстоя

Для контроля расхода топлива по времени иногда устанавливают расходомеры на напорной стороне насоса двигателя. Они только дополняют топливомеры, а не заменяют их, так как расходомер не учитывает потери количества топлива до насоса (утечки, испарение и т.п.).

Применяемые в авиационных силовых установках трубопроводы бывают жесткие и мягкие. Жесткие трубопроводы изготовляются из стали, меди, латуни, алюминия и т.д. Они имеют внутренний диаметр от 2 до 100 мм и более.

Минимальные радиусы изгиба трубопроводов исходя из условий технологии, прочности, минимальных гидравлических сопротивлений и при использовании специальных приспособлений можно получить равными примерно $(2...3)d$, а при изгибе вручную минимальный радиус можно получить только более $(5...6)d$. При меньших значениях радиуса изгиба изменяется прочность и проходное поперечное сечение в месте изгиба.

Стальные трубопроводы применяются при повышенном давлении, начиная с 10 даН/см^2 и выше, либо когда требуется повышенная жаропрочность. Во всех остальных случаях следует применять алюминиевые трубы с антикоррозийными покрытиями. Медные отожженные трубопроводы применяются только в том случае, когда по условиям монтажа необходима повышенная гибкость.

Гибкие шланги следует применять только тогда, когда требуется обеспечить виброизоляцию, легкоразъемное соединение или когда необходимо соединить трубопроводы большого диаметра. При этом надо помнить, что гибкие шланги имеют меньший срок службы, значительно большие массу и гидравлическое сопротивление. Изготовляются они из бензостойкой резины с завулканизированными в нее кольцами, проволокой и хлопчатобумажной тканью.

Прокладку трубопроводов следует вести монотонно, т.е. постепенно вверх или вниз, так как в местах перегиба в вертикальной плоскости будет скопляться или воздух, или отстой. Кроме этого, следует трубопровод удалить на некоторое расстояние от горячих частей и электропроводки, а также производить металлизацию трубопроводов, электрически соединяя их с корпусом летательного аппарата.

Диаметр трубопровода, расположенного до бензонасоса, определяется из условия, что при заданном расходе топлива скорость его движения не превышает 0,5...0,6 м/с.

В нагнетательных трубопроводах можно допускать значительно большие скорости протекания топлива – до 2...3 м/с и выше, что приводит к росту потерь напора.

Скорость движения топлива для трубопроводов нагнетающей части системы можно приближенно выбирать согласно формуле $v = 0{,}1d$, где v – скорость протекания топлива, м/с; d – внутренний диаметр трубопровода, мм.

Для проверки системы питания на кавитацию необходимо знать давление топлива в наиболее опасном месте. Таким местом в топливной системе является вход в бензопомпу. При этом необходимо учитывать силы инерции, развивающиеся при эволюции летательного аппарата.

Заполнение освобождающегося от топлива объема баков нейтральным газом (углекислотой, азотом и т.п.) в основном

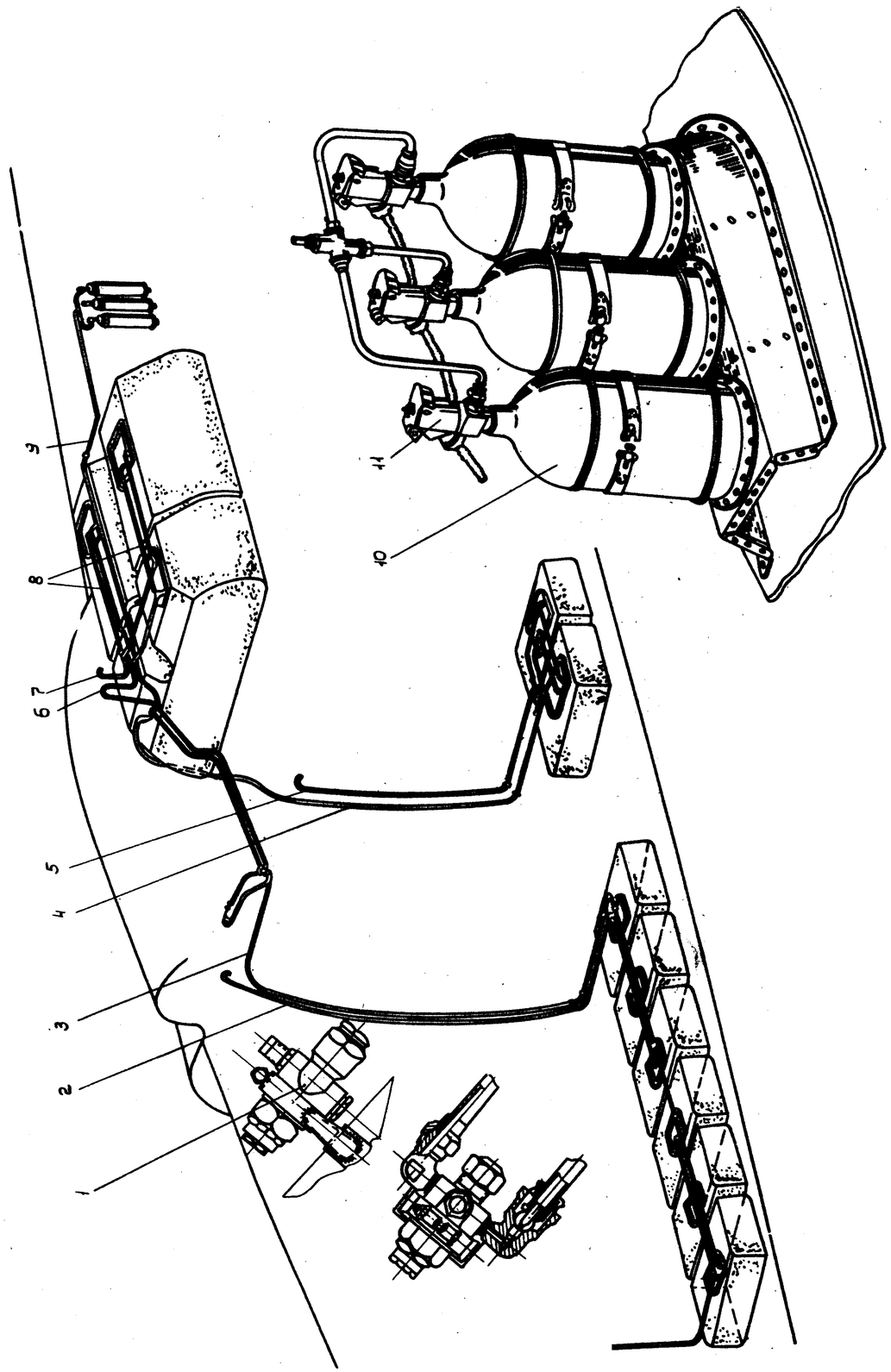


Рис. 3.23. Схема заполнения и надува бака нейтральным газом из баллона

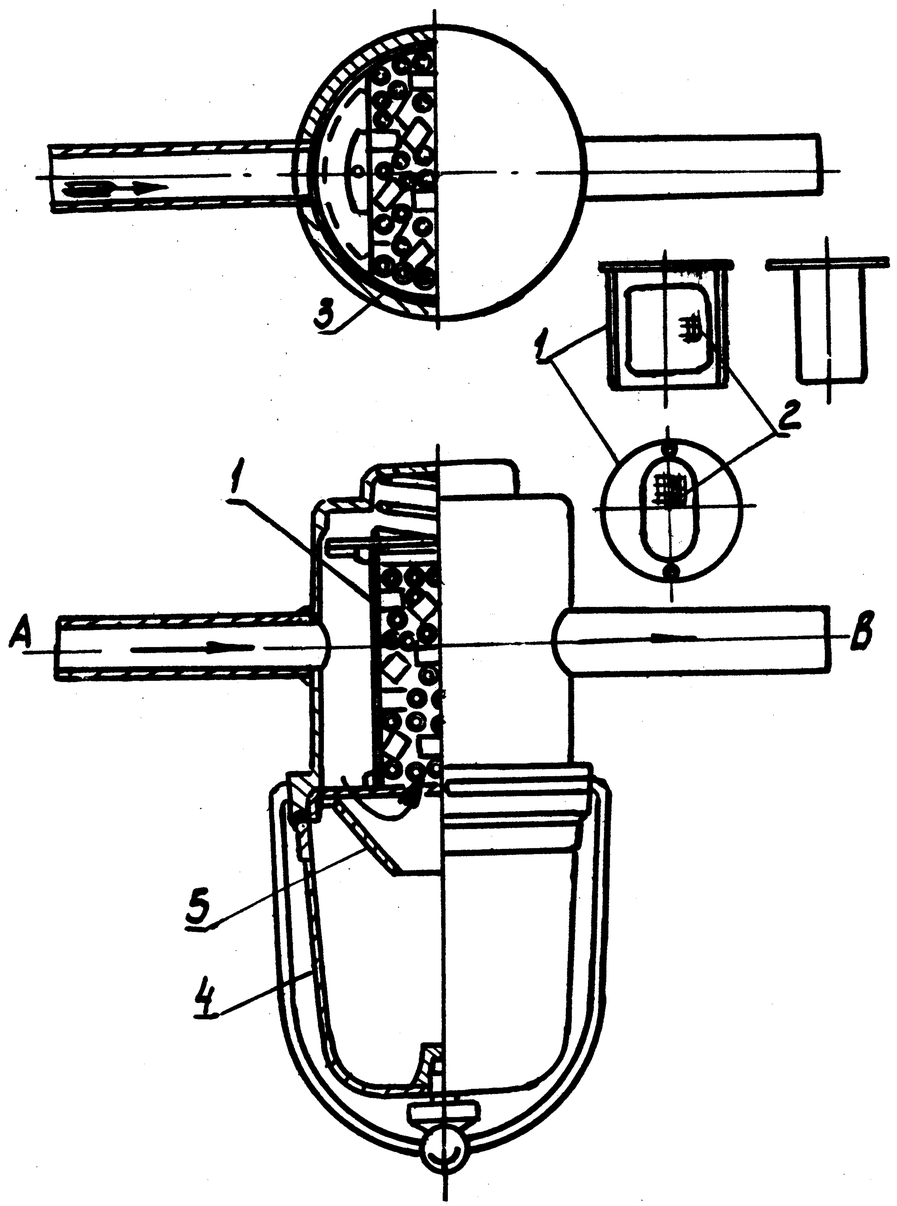


Рис. 3.24. Сборник конденсата системы нейтрального газа:

1 – заполнитель из трубочек; 2 – сетка для заполнителя; 3 – корпус; 4 – колпак; 5 – конус

производится для повышения пожарной безопасности. При этом также решается вопрос наддува их для увеличения высотности системы, а иногда и для перекачки топлива из основных баков в расходный.

На рис. 3.23 показана принципиальная схема заполнения и наддува топливных баков нейтральным газом: 1 – редукционный клапан; 2 – дренажный трубопровод второй группы баков; 3 – трубопровод подвода НГ к первой и второй группам баков и баку № 1; 4 – трубопровод подвода НГ к третьей группе баков; 5 – дренажный трубопровод третьей группы баков; 6 – трубопровод подвода НГ к расходному баку; 7 – дренажный трубопровод расходного бака и баков четвертой группы; 8 – трубопровод подвода НГ к четвертой группе баков; 9 – трубопровод подвода НГ от баллонов в систему; 10 – баллон НГ; 11 – затвор НГ с пиротехническим пуском; 12 – дренажный трубопровод первой группы баков.

За баллоном устанавливается обычно двухступенчатый редуктор, снижающий давление со 120...150 до 0,1...0,15 даН/см^2 (150 – 8 – 0,1).

На невысотных аппаратах иногда применяется упрощенная схема заполнения и наддува баков нейтральным газом или выхлопными газами двигателей. В этом случае на пути от приемника до бака необходимо иметь фильтр-отстойник, сборник конденсата, кран и обратный клапан. Давление в таких системах ненамного превышает атмосферное. На рис. 3.24 показан типовой фильтр-отстойник. Сечение трубопроводов системы заполнения и наддува баков выхлопными газами двигателя более 20...25 мм. Первый участок трубопровода – из трубок алюминиевых сплавов. При прокладке трассы следует учитывать возможные температурные удлинения, особенно первого участка трассы. Трубопроводы обычно окрашивают красной краской, а на агрегаты системы наносятся этой же краской опознавательные пояски.

6. Системы маслопитания

Внешняя система маслопитания силовой установки предназначена для размещения и хранения масла, обеспечения непрерывной его подачи в двигатели, очистки его от механических примесей и газов и охлаждения (или подогрева) поступающего в двигатель масла в допустимых пределах температур.

На вертолетах, в отличие от самолетов, система маслопитания двигателей является автономной и не зависит от системы маслопитания редукторов. На многодвигательных вертолетах обычно каждый двигатель имеет самостоятельную систему питания маслом, так как прекращение подачи масла выводит двигатель из строя.

Интенсивность циркуляции масла через двигатель зависит от количества теплоты, отводимого маслосистемой. Последнее зависит от типа и мощности двигателя, потерь мощности в приводах и величины обдувки двигателей потоком воздуха.

У газотурбинных двигателей, использующих жидкие сорта масла для смазки подшипников качения и шестеренчатых пар приводов, давление в нагнетающих трубопроводах обычно не превышает 4...6 даН/см^2 при минимально допустимых 1...2 даН/см^2.

Поэтому даже малейшие нарушения плотности соединений недопустимы, а выход из строя нагнетающего трубопровода требует немедленной остановки двигателя.

В современных системах маслопитания применяется одновременно несколько нагнетающих и откачивающих насосов. Кроме того, имеются индивидуальные системы маслопитания для приводов, механизмов управления шагом маршевого винта и др., что требует довольно большого числа маслонасосов, достигающего в отдельных системах маслопитания 10 и более.

Системы маслопитания должны обеспечить в любых возможных условиях эксплуатации:

подачу к двигателям и редукторам необходимого количества масла при определенных давлениях и температуре;

отвод масла от агрегатов и выделение из него пузырьков воздуха (газа) и отвод последних в атмосферу;

охлаждение масла до расчетной температуры и хранение его в необходимых количествах;

очистку масла от попавших в него примесей (стружки, окалины, флюсов, кокса, нагара и др.);

при необходимости разжижение масла топливом или подогрев масла.

Для газотурбинных двигателей в условиях летней эксплуатации применяется масло с вязкостью ν_0 = 100 сСт (типа турбинных и трасформаторных с различными присадками).

Пересчет вязкости масла, применяемого для ГТД, можно производить по формуле

$$\frac{\upsilon_2}{\upsilon_1} \approx \left(\frac{a - t_1}{a - t_2}\right)^3,$$

где эмпирический коэффициент a = 35...40.

Упругость паров авиационных масел даже при высоких температурах (100...120°С) не является определяющей при расчете систем маслопитания и находится в пределах нескольких сот паскалей.

Плотность авиационных масел $\rho_м = 0{,}85...0{,}95$ г/см^3.

Производительность нагнетающих масляных насосов превышает потребную прокачку в 1,5-2 раза. Излишки масла поступают обратно на всасывание через редукционные клапаны. По мере износа деталей двигателя потребность его в количестве подаваемого масла возрастает, а излишки масла, проходящие через редукционный клапан, уменьшаются, теоретически достигая нуля при выработке двигателем ресурса.

Производительность откачивающих насосов, не имеющих редукционных клапанов, превышает полную производительность нагнетающих насосов также в 1,5-2 раза. Следовательно, объем откачиваемой насосом эмульсии (смеси масла с пузырьками воздуха) в бак в 2,5-4 раза больше объема подаваемого в новый двигатель масла.

Для изоляции маслосистемы от вибрационных нагрузок, создаваемых двигателем и другими агрегатами аппарата, необходимо выполнять маслопроводы из гибких труб или иметь вблизи двигателя и других взаимоподвижных деталей гибкие дюритовые соединения.

Наиболее распространенной системой питания является так называемая обычная (нормальная) система, при которой масло в двигатель подается из бака с помощью нагнетающего насоса. На пути от нагнетающего насоса к двигателю располагается приемник давления. Отработанное масло с помощью откачивающих насосов направляется в радиатор для охлаждения масла, откуда оно поступает обратно в маслобак.

На рис. 3.25 дана принципиальная схема маслопитания газотурбинных двигателей на вертолете Ми-8, показывающая последовательность размещения агрегатов маслопитания.

К недостаткам такой схемы следует отнести несколько меньшую высотность системы и ухудшение условий запуска в зимнее время, поскольку холодное масло плохо поступает к нагнетающему насосу.

При проектировании маслосистемы следует обеспечить полный и быстрый слив масла при малом количестве сливных точек (кранов). Для быстрого слива масла трубопроводы должны быть достаточно большого диаметра, и прокладывать их необходимо с уклоном более 3°.

Недостатки нормальной схемы маслопитания устраняются при откачке масла из двигателя непосредственно в бак и установкой радиатора на линии бак-двигатель. Такая схема называется обратной.

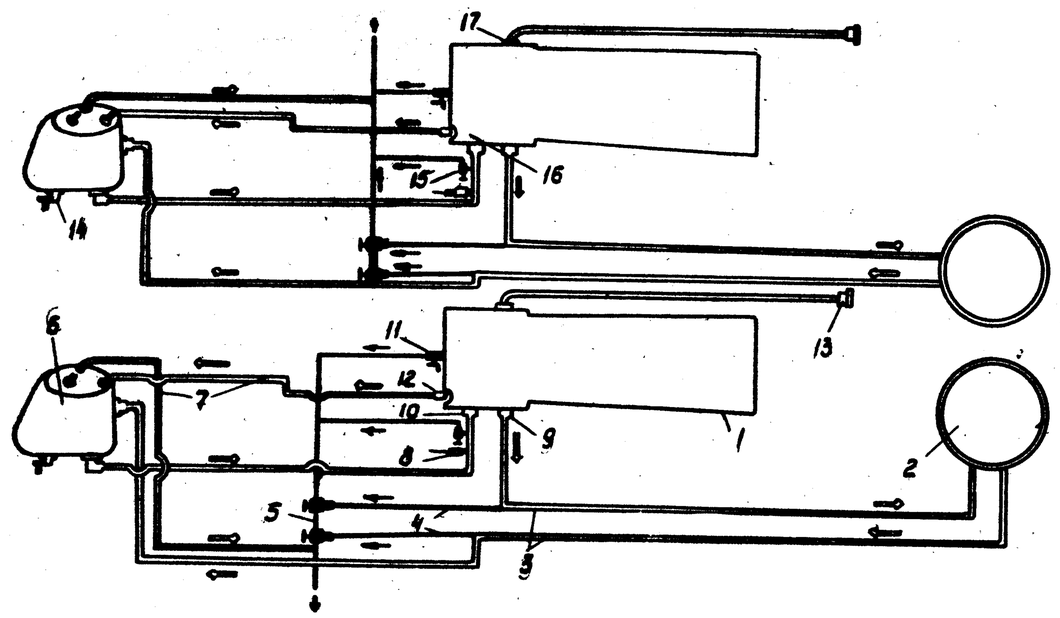


Рис. 3.25. Система маслопитания двухдвигательного вертолета: 1 - двигатель; 2 - маслорадиатор; 3 - трубопроводы масла; 4 - трубопроводы слива; 5 - блок сливных кранов; 6 - маслобак; 7 - трубопроводы дренажа; 8 - термометр входящего масла; 9 - патрубок отвода масла в маслорадиатор; 10 - маслонасос двигателя; 11 - сливной кран двигателя; 12 - центробежный суфлер двигателя; 13 - датчик давления масла; 14 - кран слива масла из бака; 15 - кран слива масла из трубопровода; 16 - фильтр; 17 - маслоразделитель

При обратной схеме маслопитания в бак поступает горячее масло непосредственно из двигателя. Горячее масло имеет вязкость вдвое меньшую, что увеличивает скорость всплывания пузырьков воздуха в два-три раза и приводит к более высокой очистке масла от воздуха (газов). Кроме того, отсутствие радиатора на пути масла в бак снижает количество пузырьков воздуха малого диаметра (создаваемых ячейками радиатора), и количество воздуха, растворенного в масле в подающей магистрали обратной схемы, в 2-3 раза меньше по сравнению с нормальной схемой маслопитания.

Для преодоления возросшего сопротивления в подающей магистрали (из-за наличия радиатора) необходимо ставить

дополнительный насос на пути от бака к радиатору. Участок трубопровода от бака к дополнительному насосу должен быть минимальной длины и кривизны, с достаточно большим сечением, несмотря на то, что масло из бака в магистраль поступает с более высокой температурой, чем в нормальной схеме.

Оптимальным решением является установка дополнительного электронасоса непосредственно в баке по типу бензонасосов подкачки. Из-за большого пускового момента насоса (из-за большой вязкости холодного масла) привод его предпочтительно осуществлять непосредственно от двигателя. Кроме того, установка дополнительного маслонасоса повышает давление перед нагнетающим насосом, что увеличивает высотность системы до 10...12 км и выше.

Емкость маслобаков определяют исходя из часового расхода масла двигателем, продолжительности полета с учетом навигационного запаса и запаса на вспенивание:

$$V_б = A_м \frac{N_e c_м t}{1000 \rho_м},$$

где $A_м$ – 1,25...1,45 – коэффициент, учитывающий навигационный запас, вспенивание и нагрев масла; N_e – номинальная мощность двигателя, кВт; $c_м$ – удельный расход масла, г/(кВт·ч); t – время полета аппарата, ч; $\rho_м$ – плотность масла, г/см^3.

Общее количество масла, заливаемого в систему, складывается из масла, заливаемого в бак (без учета вспенивания), емкости системы проводки и агрегатов маслопитания, емкости внутренней системы маслопитания двигателя и неприкосновенного запаса, необходимого для приемистости системы. Последний берется из расчета 1 л на каждые 200 кВт мощности двигателя. Бак заливается маслом через горловину, которая располагается так, чтобы заполнить только 0,75...0,8 его объема.

В баке необходимо предусматривать устройства для улучшения выделения пузырьков воздуха из масла воздухоотделителями (лотковые, центробежные и др.).

Дренажные трубопроводы маслобаков обычно выполняются из труб диаметром 14...22 мм. Скорость воздуха в дренажной трубе определяется из разности производительности откачивающего и нагнетающего насоса:

$$v_{мд} = \frac{W_{он} - W_{нн}}{f},$$

где $W_{он}$ – номинальная производительность откачивающего насоса; $W_{нн}$ – номинальная производительность нагнетающего насоса; f – площадь дренажной трубки.

Из-за большой опасности замерзания масла в дренажном трубопроводе его следует утеплять, прокладывая внутри двигательного отсека, а вывод располагать в теплом месте. Наилучшим решением, как уже указывалось, будет соединение дренажной трубкой воздушного пространства бака с воздушным пространством картера двигателя (редуктора).

В связи с тем, что маслобаки имеют сравнительно небольшой объем и обычно располагаются в двигательном отсеке, объем которого крайне ограничен, они имеют сложную форму, значительно отличающуюся от оптимальной с точки зрения массы. Маслобаки обычно выполняются из сплавов меди и алюминия с толщиной стенок 1...1,5 мм.

На рис. 3.26 показана конструкция масляного бака вертолета Ми-6.

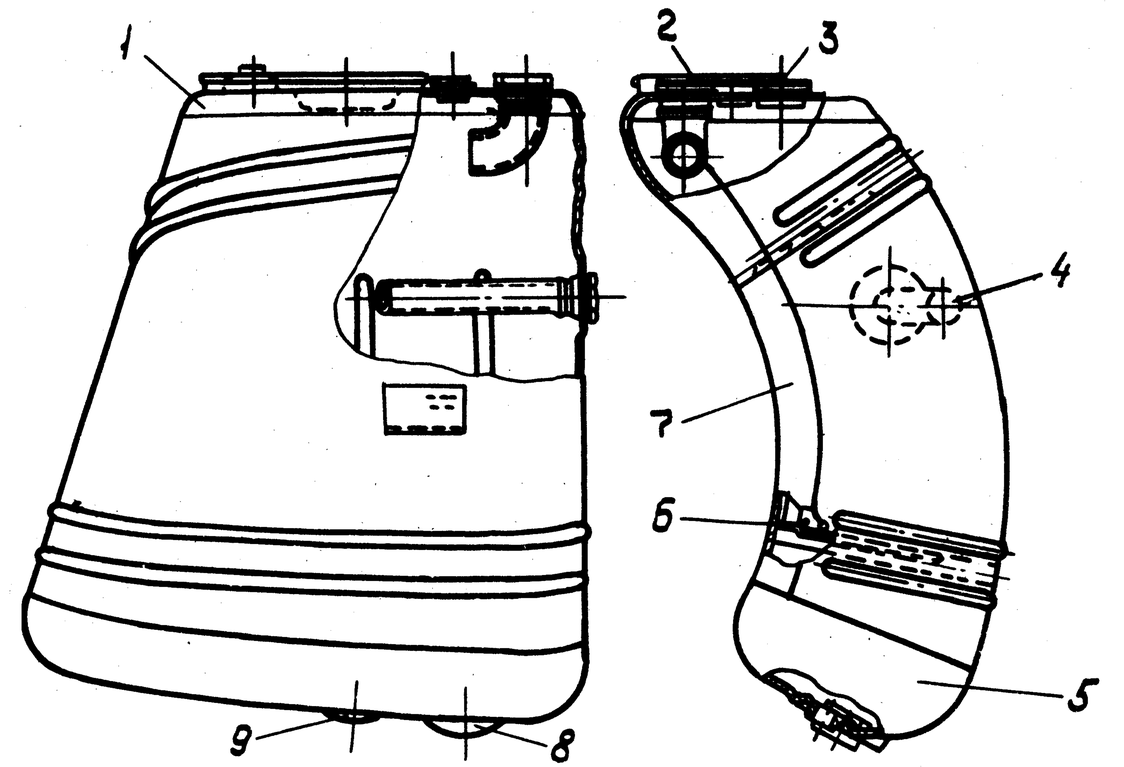


Рис. 3.26. Маслобак вертолета Ми-6:
1 – верхняя обечайка; 2 – фланец для присоединения трубопровода суфлера; 3 – фланец дренажа; 4 – штуцер для трубопровода от маслорадиатора; 5 – дно бака; 6 – перегородка; 7 – обечайка; 8 – фланец подающего трубопровода; 9 – фланец сливного крана

Крепление маслобаков должно быть простым по конструкции и смягчающим вибрации. Обычно они устанавливаются в ложементах на мягких прокладках из войлока и резины, а закрепляются с помощью лент.

Установка маслорадиатора состоит из маслорадиатора с автоматическим регулятором температуры масла, кронштейнов с лентами для крепления, специальных заслонок-жалюзи и управления заслонками.

У газотурбинных двигателей отдача тепла в масло незначительна. Поэтому в большинстве случаев удается обойтись без маслорадиатора, используя для охлаждения масла обдуваемые поверхности бака и трубопроводов.

Прокачка масла у ТВД составляет приблизительно 3...5 л/мин на один подшипник и 8...12 л/мин на каждые 1000 кВт мощности, передаваемой через редуктор.

Допустимые значения температуры масла у ТВД 70... ... 80°С на входе и 100...130°С на выходе. Кроме того, разрешается на входе в ТВД иметь температуру масла меньше 0°С (до -40°С), так как масло, применяемое для смазки и охлаждения подшипников, редукторов и других деталей ТВД, имеет вязкость ν, равную примерно 100 сСт.

Минимально допустимое давление подаваемого в двигатель масла составляет 1...3 даН/см^2. Теплоотдача в масло у ГТД составляет около 80...160 кДж/мин на 1000 кВт. Тем не менее для ТВД большой мощности приходится ставить небольших размеров масляные радиаторы, обдуваемые потоком воздуха.

При расположении масляного радиатора исходят из условия минимальной длины коммуникаций, а следовательно, и из минимальных гидравлических потерь в системе. Поэтому его помещают обычно в отсеке, в котором расположен двигатель, вблизи последнего.

Для предупреждения перегрева масла маслорадиаторы вертолета рассчитываются из условий висения как наиболее напряженного режима полета и отсутствия обдувки набегающим внешним потоком воздуха.

На отдельных режимах полета может произойти переохлаждение масла, например при длительном планировании вертолета, когда обычно имеет место интенсивный обдув радиатора набегающим потоком воздуха и малая теплоотдача в масло, или при полете на крейсерской скорости в зимних условиях при низких температурах окружающего воздуха. Следовательно, для надежной работы двигателя необходимо иметь возможность регулировать охлаждение радиатора.

Наиболее распространенным способом регулирования охлаждения маслорадиатора является установка специальных заслонок – жалюзи спереди или сзади радиатора, регулируемых вручную или с помощью чувствительного автоматического устройства.

Для регулировки температуры масла, а также для предохранения радиатора от повышенных давлений во время запуска двигателя вследствие высокой вязкости холодного масла на радиатор необходимо устанавливать термостат.

Зная количество отводимой теплоты Q и прокачку масла через двигатель $m_м$, определяют перепад температур

$$\Delta t = t_{вых} - t_{вх} = \frac{Q_м}{m_м c};$$

здесь $t_{вых}$ – температура масла, выходящего из двигателя, °С;

$t_{вх}$ – температура масла, входящего в двигатель, °С;

$Q_м$ – теплота, отводимая маслом от двигателя, Дж; $m_м$ – количество масла, прокачиваемого через двигатель, кг/ч;

c – удельная теплоемкость масла, в среднем равная 2 Дж/(кг · °С).

Как выше указывалось, перепад температур колеблется в пределах 40...80°С. Количество отводимой теплоты, если известна величина прокачки, будет

$$Q = c\, m_м \Delta t \text{ кДж.}$$

Поверхность охлаждения $S_р$ определяется из соотношения

$$S_р = \frac{Q_м}{k_м (t_м - t_{ов})} = \frac{c\, m_м \Delta t}{k_м (t_м - t_{ов})} \text{ м}^2.$$

Здесь $k_м$ – коэффициент теплопередачи; $t_м$ – средняя температура масла; $t_{ов}$ – температура охлаждающего воздуха.

Длина трубок масляных радиаторов обычно 250...300 мм, а отношение охлаждающей поверхности $S_р$ к фронту $F_р$ 90...100:

$$F_р \approx \frac{S_р}{95} = \frac{c\, m_м \Delta t}{95\, k_м (t_м - t_{ов})} \text{ м}^2.$$

На рис. 3.27 показана конструкция воздушно-масляного радиатора. Он обычно устанавливается в отсеке двигателя на кронштейнах и закрепляется с помощью лент. Если фильтры имеются во внутренней системе двигателя, то во внешней системе их можно не ставить.

Маслофильтры предназначены для очистки масла от твердых частиц, окалины, ржавчины, смолистых веществ, твердых углеводородов, частиц материалов прокладок и шлангов. По конструктивному оформлению они аналогичны бензиновым и разделяются на сетчатые, матерчатые, пластинчатые и др.

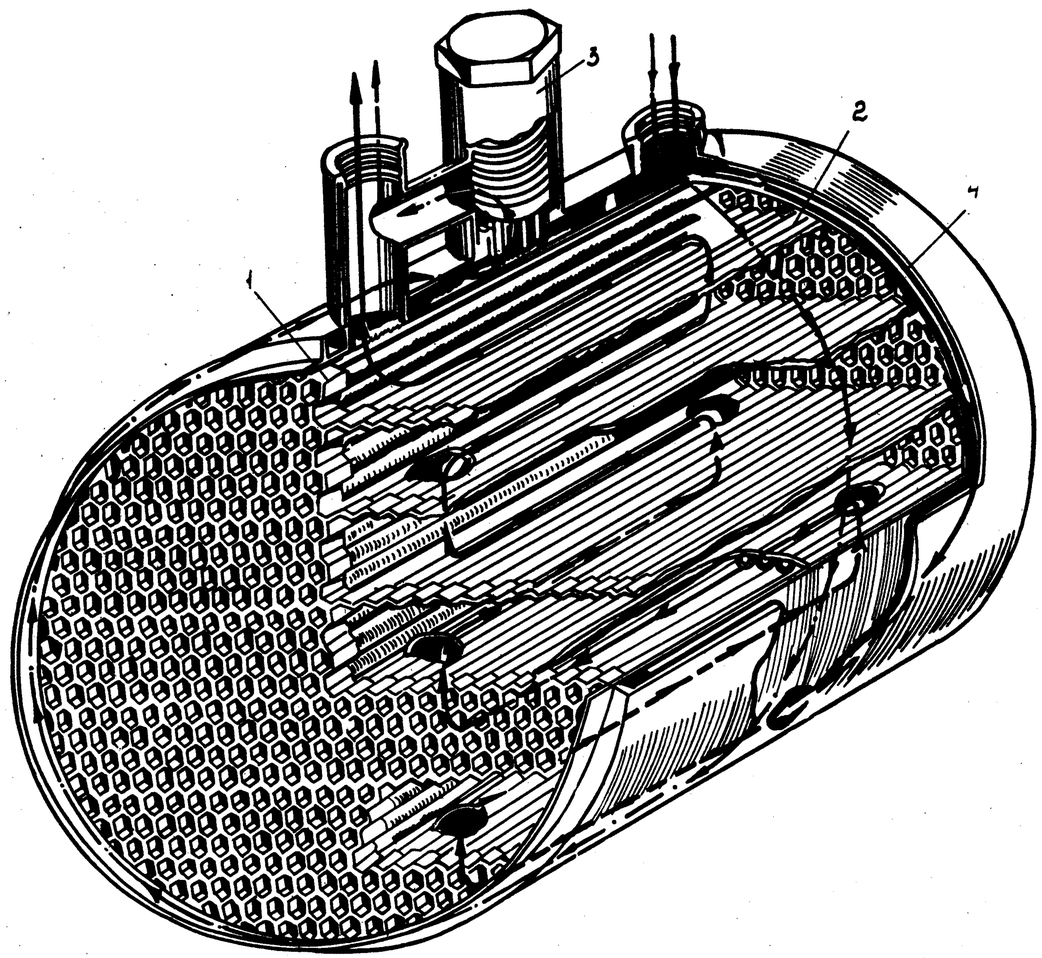


Рис. 3.27. Воздушно-масляный радиатор:
1 – соты радиатора; 2 – перегородки; 3 – терморегулятор; 4 – шунтовая линия

Отличительной особенностью масляных фильтров является большая фильтрующая поверхность сетки. Это вызвано большой вязкостью масла и относительно быстрой засоряемостью сетки. Обычно применяется латунная сетка с числом отверстий 400...1600 на 1 см^2. Гидравлическое сопротивление такой сетки лежит в пределах 0,035...0,1 даН/см^2. Скорость протекания жидкости через фильтр от 2 до 30 см/с.

Принципы проектирования систем питания маслом двигателя во многом аналогичны принципам проектирования систем питания топливом. При проектировании масляной системы необходимо проверить ее высотность, т.е. высоту, до которой нагнетающий насос обеспечивает потребное давление на входе в двигатель. При этом определяются потребное значение диаметра трубопроводов всасывания, а также параметры на-

соса подкачки, редукционного клапана, создающего повышенное давление в баке. Откачивающую линию трубопроводов обычно не рассчитывают, принимая ее диаметр в пределах 0,8...1,0 диаметра всасывающего трубопровода. Условиями для расчета высотности масляной системы являются максимальная температура масла, максимальная мощность двигателя и расчетные высоты полета.

Расчетные случаи при проектировании масляной системы те же, что и при проектировании топливной системы (см. с. 84 и 85).

На основании технических требований разрабатывается принципиальная схема маслосистемы. Она дает общее представление об устройстве системы и об агрегатах, которые предполагается установить, а также об их расположении относительно друг друга. После разработки принципиальной схемы маслопитания разрабатывают монтажную схему, в которой еще указывают точное пространственное расположение и габариты коммуникаций и агрегатов системы.

Так как давление масла на выходе из масляного насоса и его производительность зависят от давления на входе в насос, то задачей расчета масляной системы является определение располагаемого давления масла на входе в нагнетающий насос, обеспечивающего нормальную его работу.

При уменьшении давления на входе происходит падение давления и производительности насоса вследствие незначительного выделения из масла паров его легких фракций и, главным образом, из-за наличия в масле пузырьков не удаленного в пеногасителе воздуха. Объем последнего при понижении давления в масле увеличивается, а следовательно, прокачка масла падает.

Расчет потребного давления на входе в насос определяется аналогично расчету его для топливных систем (см. формулу на с. 86).

Так как скорость протекания масла по маслопроводу незначительна, а вязкость масла очень большая, то число Рейнольдса лежит в пределах 50...1500 и поток масла по маслопроводу является ламинарным. Кроме того, потери на трение зависят от степени охлаждения стенок и связанного с ним увеличения вязкости слоя масла возле них.

Коэффициент потерь на трение представляет собой весьма большую величину по сравнению с потерями на трение для бензопроводов и может быть определен по формуле

$$\lambda = k\frac{64}{Re},$$

где k – коэффициент, учитывающий рост сопротивления на трение из-за охлаждения стенок трубопроводов. Для трубопроводов, находящихся в непосредственной близости к двигателю, и для гибких рукавов $k = 1{,}1$, а для трубопроводов, расположенных в необогреваемых отсеках, $k = 1{,}3$.

Число Рейнольдса определяется по формуле

$$Re = \frac{v\,d}{\nu},$$

где v – скорость движения масла по трубопроводу, равная для всасывающих трубопроводов 30...60 см/с и для откачивающих трубопроводов 80...100 см/с; d – диаметр маслопровода, см; ν – кинематическая вязкость масла, Ст.

Если на всасывающей линии отсутствует фильтр, то потери на всасывание будут зависеть только от параметров трубопровода.

Диаметр трубопровода

$$d = \frac{\lambda l}{\frac{2g\,\Delta p_{тр}}{v^2} - \sum \xi}.$$

Брать диаметр трубопровода более 50 мм не рекомендуется, так как это приводит к увеличению массы системы. В том случае, когда по расчету диаметр трубопровода получается более 50 мм, следует установить в системе дренажа специальный клапан, отрегулированный на избыточное давление 0,1...0,15 даН/см^2. Чтобы при быстром снижении аппарата в баке не создалось разрежения, клапан должен быть двойного действия.

При нормальной работе маслосистемы должно удовлетворяться неравенство $p_{вх} > p_{вх\,min}$.

Если не удовлетворяется это неравенство, то для увеличения высотности масляной системы принимаются следующие меры:

уменьшение потерь на всасывающей линии (путем уменьшения длины и увеличения диаметра трубопровода, уменьшения крутизны поворота трубопроводов) и уменьшение сопротивления фильтров;

улучшение выделения воздуха и газов из масла до поступления его во всасывающий патрубок насоса;

повышение уровня расположения масляного бака;

повышение давления в баке;

повышение вязкости масла за счет более интенсивного его охлаждения или перехода на другой сорт, имеющий большую вязкость.

7. Системы запуска, пожаротушения и воздуховоды

а) Системы запуска. Бортовые средства запуска двигателей на вертолетах те же, что и на самолетах (турбостартеры, пусковые двигатели, инерционные стартеры, электростартеры, запуск рабочей смесью, сжатым воздухом и др.). Их конструкция и система запуска мало чем отличаются от таковых на самолете. Поэтому мы рассмотрим только две типичные системы запуска для ГТД.

В качестве основного требования к большинству современных систем запуска выдвигается обеспечение 3–5-кратного автономного запуска с применением только бортовых систем (баллонов, аккумуляторов и др.).

Независимо от этого ввиду большого расхода энергии всегда предусматривается возможность присоединения бортовой пусковой системы к аэродромным источникам питания.

Электростартеры на большинстве вертолетных ГТД представляют собой стартер-генераторы, питание которых при запуске двигателя осуществляется от бортовых или аэродромных аккумуляторных батарей с напряжением до 60 В. Они просты в эксплуатации, позволяют полностью автоматизировать запуск, но, к сожалению, требуют большой емкости, а следовательно, и большой массы аккумуляторных батарей, превышающей массу генератора в 1,5–2 раза. Удельная масса современной системы электрозапуска 4...6 кг/кВт.

Наиболее простыми по конструкции, надежными в эксплуатации и имеющими наименьшую массу являются струйные стартеры. Они представляют собой свободную турбину, приводимую во вращение сжатым воздухом, подаваемым от небольшого по мощности турбоагрегата, или с помощью газов, создаваемых сжиганием медленно горящего пороха.

По способу получения рабочего тела (воздуха или газа), поступающего на турбину, струйные пусковые системы могут быть баллонными, пороховыми, турбокомпрессорными.

Применение в качестве рабочего тела холодного сжатого воздуха нецелесообразно, так как требуется большое количество сравнительно тяжелых баллонов. Уменьшить расход воздуха можно с помощью его подогрева перед поступлением на турбину стартера.

Так как струйные системы запуска по сравнению с другими системами отличаются наименьшей массой и наибольшей надежностью, то они, очевидно, получат широкое применение в СУ вертолетов и самолетов.

Процесс запуска ГТД является неустановившимся движением и может быть описан равенствами:

а) для турбовинтовых двигателей со свободной турбиной в ТРД

$$M_{ст} = M_к + M_т + \Delta M_1 ;$$

б) для турбовинтовых двигателей с общей турбиной

$$M_{ст} = M_в + M_р + M_к + M_т + M_z .$$

Здесь $M_в$, $M_р$, $M_к$, $M_т$ – соответственно потребные моменты для вращения винта, редуктора, компрессора, турбины; ΔM – избыточный момент, необходимый для разгона двигателя:

$$\Delta M = J_{вр}\,\varepsilon + M_A + M_{тр} ,$$

откуда

$$\varepsilon = \frac{\Delta M - M_A - M_{тр}}{J_{вр}} .$$

Здесь M_A – потребный момент для вращения агрегатов; $J_{вр}$ – полярный момент инерции вращающихся агрегатов; ε – угловое ускорение; $M_{тр}$ – момент трения в подшипниках.

Время, необходимое для запуска ТВД, может быть определено по формуле

$$t = \int_0^{\omega_{зап}} \frac{J_{вр}}{\Delta M - M_A - M_{тр}}\, d\omega .$$

Из формулы следует, что чем больше избыточный момент ΔM и чем меньше потребные моменты M_A и $M_{тр}$ и полярный момент инерции вращающихся агрегатов двигателя и винта, тем меньше время запуска.

При одном и том же времени запуска для маршевых ТВД с общей турбиной требуется почти вдвое большая мощность стратера по сравнению с маршевым ТВД со свободной турбиной, так как последний не имеет механической связи с системой винт-редуктор.

У ГТД при отсутствии свободной турбины, если не использовать муфту включения и не отключать систему винт-редуктор от двигателя, потребная мощность стартера будет еще больше.

Заменяя в формуле для $M_{ст}$ моменты вращения мощностью, пользуясь известным соотношением $M = 716{,}2\,\frac{N}{n}$, и помня, что частоты вращения у агрегатов двигателей ТРД и ТВД со свободной турбиной одинаковы, получаем

$$N_{ст} = N_р + N_т + N_A + N_{тр} + N_{ин} ,$$

где $N_{ин}$ – мощность для преодоления энергии вращающихся агрегатов, равная $\frac{J_{вр}\,\varepsilon\, n}{716{,}2}$.

На рис. 3.28 показаны этапы запуска двигателя. В начале запуска турбина требует затрат мощности на вращение и раскрутку (первый этап). Затем вступают в работу камеры сгорания и турбина (второй этап). В этом случае уравнение для $N_{ст}$ примет вид

$$N_{ст} + N_т = N_к + N_A + N_{тр} + N_{ин} .$$

При достижении частоты вращения, при которой соблюдается условие

$$N_т > N_к + N_A + N_{тр} + N_{ин} ,$$

стартер отключается.

б) Системы пожаротушения. Из всех катастроф 70% оканчивается пожаром. Противопожарная система предназначена для тушения пламени, возникающего в результате загорания топлива или масла в районе двигателей, главного редуктора и в отсеках топливных баков.

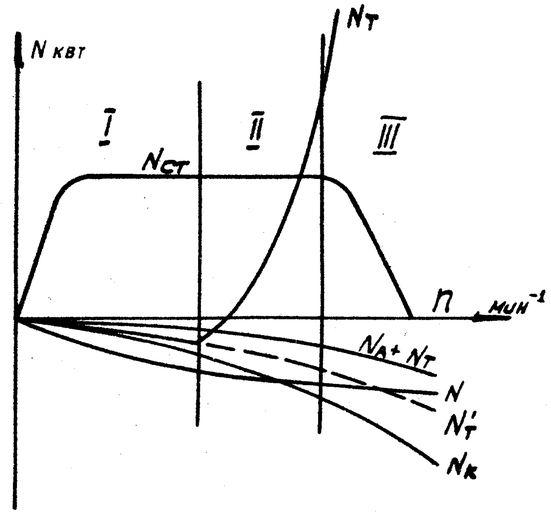


Рис. 3.28. Этапы запуска газотурбиного двигателя

Правильно спроектированная с точки зрения пожарной безопасности силовая установка обеспечивает безопасность эксплуатации и снижает возможность возникновения пожара в аварийных случаях.

В авиационных бензиновых баках даже на уровне земли паровоздушная смесь получается переобогащенной по сравнению с взрывоопасной концентрацией. С подъемом на высоту при падении давления в баках испарение топлива возрастает, что приводит к еще большему переобогащению паровоздушной смеси в баках.

Применение керосинов не снижает пожарной опасности, так как у керосинов диапазон температур, при которых возможно образование взрывоопасных концентраций, больше, а температура самовоспламенения при попадании керосинов на нагретые поверхности примерно на 100°С ниже температуры самовоспламенения бензинов и составляет 600 ... 650°С.

Заметим также, что температура самовоспламенения авиационных масел еще ниже, чем у керосинов, и равна всего лишь 350...450°С.

В случае аварийной посадки с разрывом трубопроводов или разрушением бензобаков пожарная опасность значительно выше по сравнению с керосиновыми и масляными системами из-за низкой точки вспышки, большей летучести и большей скорости распространения пламени. Наиболее рациональным способом снижения пожарной опасности и предотвращения распространения пламени является изоляция с помощью противопожарных перегородок двигательного отсека, а также отдельных наиболее ответственных или пожароопасных агрегатов. Кроме того, необходимо правильно организовать продувку двигательных и баковых отсеков, обеспечить эти отсеки сливами, устранить застойные зоны, в которых могло бы скапливаться топливо или его пары, и заполнить топливные баки нейтральным газом.

При проектировании трасс необходимо, чтобы топливо и маслопроводы не пересекали всасывающих воздуховодов во избежание обратных вспышек, иногда приводящих к пожару.

С точки зрения пожарной безопасности мягкие баки лучше, так как они при авариях аппарата менее подвержены разрушению.

Конструктивными мероприятиями, уменьшающими опасность пожара при аварийных посадках, являются:

крепление баков, насосов, трубопроводов и агрегатов топливо- и маслосистем к основным силовым элементам конструкции;

применение мягких баков, расположенных внутри нижней части фюзеляжа;

автоматическое обесточивание электросистемы аппарата и перекрытие дистанционных электрических топливных пожарных кранов устройствами, которые срабатывают при перегрузках значительно выше эксплуатационных;

металлизация агрегатов силовой установки для устранения местных накоплений статического электричества и предотвращения образования местных высоких напряжений, опасных в отношении искрообразования;

применение сбрасываемых дополнительных баков;

применение в конструкции вертолета стеклопластиковых и мягких топливных баков для предотвращения искрения при разрушении.

Системы пожаротушения состоят из следующих элементов:

баллонов с пламегасящей жидкостью;

трубопроводов, подводящих огнегасительную жидкость к распылителям;

распылителей и разбрызгивателей, превращающих струю огнегасящей жидкости в мелкие капли или туман;

теплоизвещателей, устанавливаемых в наиболее опасных местах двигательного отсека, сигнализирующих о возникновении пожара;

соединительных и крепежных деталей системы;

экранов, организующих поток охлаждающего воздуха.

Летчик нажатием кнопки включает систему, взрывая пиропатрон, который освобождает головку-затвор огнетушителя; находящийся в огнетушителе заряд пламегасящей смеси под высоким давлением углекислоты и сжатого воздуха по трубопроводам поступает к кольцевым распылителям, расположенным в пожароопасных местах отсека двигателя.

На рис. 3.29 показана система автоматического пожаротушения вертолета Ми-6.

При возникновении пожара на приборной доске пилота должно зажигаться табло "Пожар". Одновременно на приборной доске борттехника должны зажигаться сигнальные лампочки, соответствующие отсеку, в котором возник пожар. Кроме автоматически действующей системы, необходимо предусматривать принудительно действующие системы, включаемые нажатием специальной кнопки. Кроме основной системы пожаротушения в грузовой кабине необходимо иметь переносные огнетушители типа ОУ-2.

При пожаре для уменьшения количества воздуха, поступающего в отсеки редуктора, необходимо предусматривать автоматическое закрытие входных створок вентилятора с помощью датчика сигнализатора, устанавливаемого в этом отсеке.

в) Воздуховоды. Проектирование системы всасывания начинается с определения потребной площади воздухозаборника.

Предварительная оценка площади входного отверстия воздухозаборника в квадратных метрах может быть произведена по соотношению

$$F_к = (0{,}06...0{,}09)\ \frac{N_{взл}}{1000}\ .$$

Длина лобового воздухозаборника у вертолета с ГТД находится в пределах 1...1,5 диаметра его канала.

Для выравнивания поля скоростей на входе в нагнетатель двигателя непосредственно за входным сечением создается поджатие струи (примерно на 30...50%). Кроме того, при

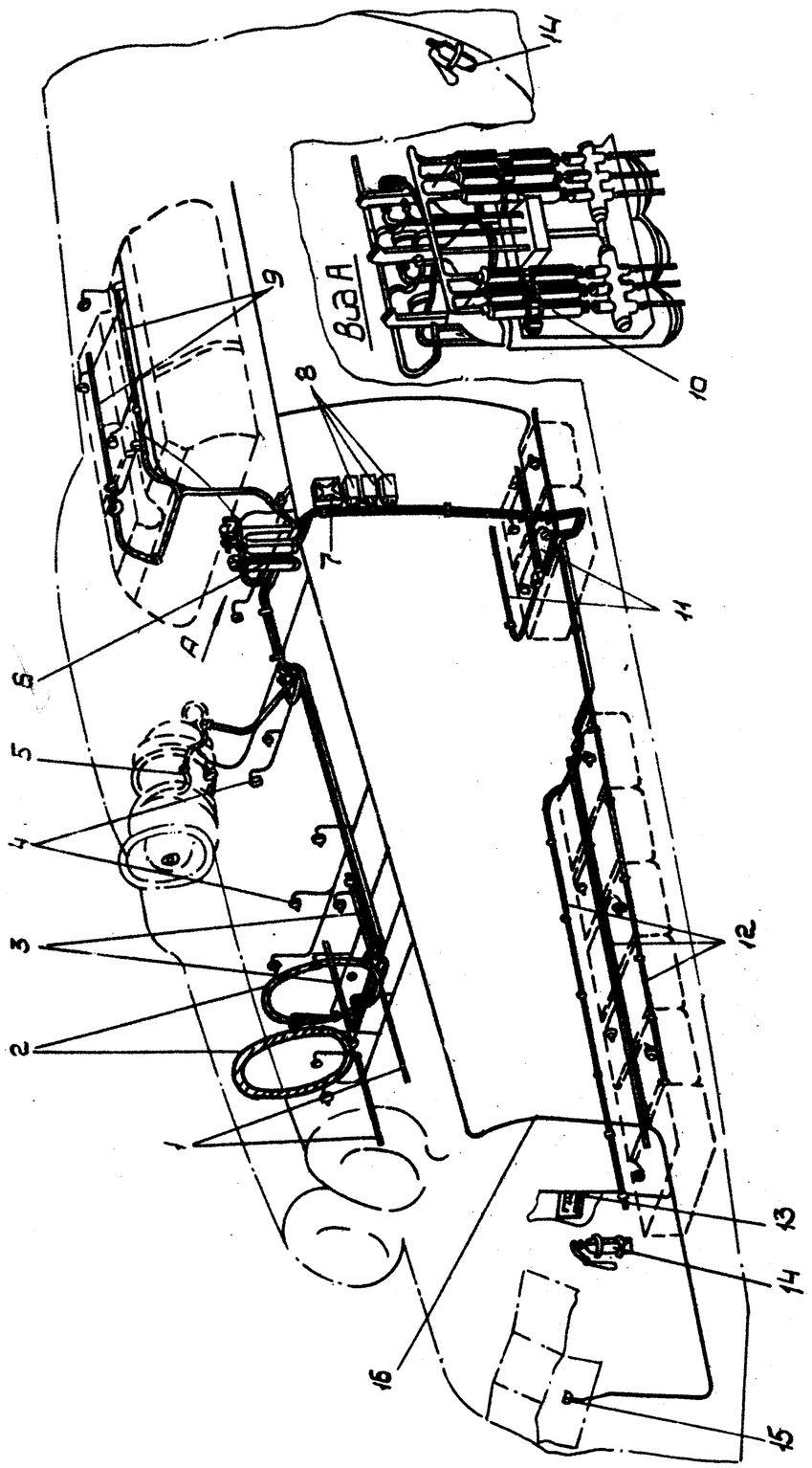


Рис. 3.29. Противопожарная система тяжелого вертолета:
1,2,3,5,9,11 и 12 – распылительные трубы; 4 – сигнализаторы; 6 – огнетушители; 7 – распределительная коробка противопожарной системы; 8 – исполнительные блоки; 10 – блок противопожарных электромагнитных кранов; 13 – пульт управления противопожарной системой в кабине бортмеханика; 14 – переносные огнетушители; 15 – табло сигнализации о пожаре в кабине пилота; 16 – электропроводка системы сигнализации

расположении воздухозаборников сбоку или над фюзеляжем необходимо обеспечить слив, отвод или отсос пограничного слоя. Слив осуществляется путем удаления заборника воздуха на небольшое расстояние от поверхности фюзеляжа (рис. 3.30,а), отвод – с помощью конуса отвода (рис. 3.30,б), а отсос пограничного слоя – с помощью дополнительного заборника (рис. 3.30,в).

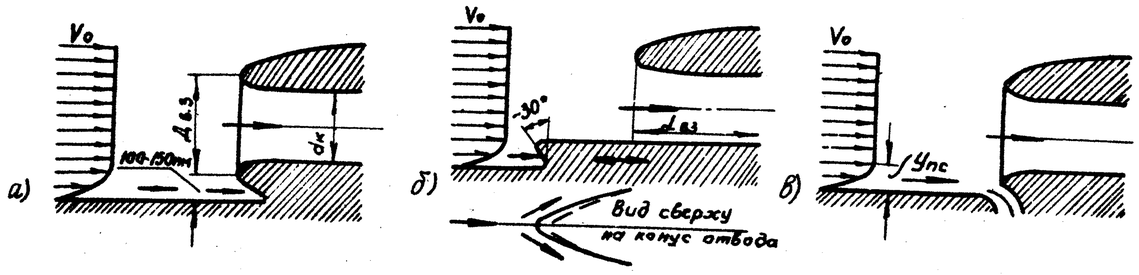


Рис. 3.30. Устройство для слива (а), отвода (б) и отсоса (в) пограничного слоя перед воздухозаборником

Толщина пограничного слоя (в метрах) над обшивкой фюзеляжа может быть определена из соотношения

$$y_{пс} = c_f \frac{(n+1)^2}{2n} L .$$

Здесь c_f – коэффициент трения (для гладких поверхностей c_f = 0,003...0,004); n – коэффициент, учитывающий неравномерность поля скоростей ($n \approx \frac{1}{7}$); L – расстояние от передней кромки фюзеляжа, м.

При наличии перед воздухозаборником швов, стыков, лючков, заклепочных швов и т.п. коэффициент c_f может достигать значений 0,01 и более. Одновременно увеличивается неравномерность скоростного поля, и n может достигать значений 1/3 и более. В этом случае толщина пограничного слоя (в метрах) будет

$$y_{пс} = 0{,}01 \frac{(\frac{1}{3}+1)^2}{2 \cdot \frac{1}{3}} L = 0{,}0267\, L .$$

Чтобы избежать засасывания пыли и песка при работе двигателя на земле, необходимо заборники воздуха, питающие двигатели, располагать в наивысших точках фюзеляжа вертолета, а входные отверстия прикрывать редкой сеткой или ставить на входе в двигатель пылеуловителя. Кроме того, надо, чтобы заборники воздуха имели плавные очертания входов, длина их была минимально необходимой с поворотом потока на небольшой угол, а при поступательном по-

токе можно было использовать скоростной напор потока воздуха для повышения высотности двигателя.

При конструировании воздуховодов весьма важными являются вопросы профилирования входов. При острых кромках заборников воздуха на режиме висения возможен отрыв потока от внутренней стенки воздухозаборника, тогда его проходное сечение резко уменьшится, что приведет к падению давления и к снижению расхода воздуха на входе в двигатель и снизит его мощность на самом напряженном по мощности режиме полета.

Наиболее удачным профилем воздухозаборника является профиль, выполненный по кривой лемнискаты. Лемниската имеет наибольшую кривизну в начале входа, и по мере приближения к минимальному сечению канала (входу в двигатель) радиусы ее кривизны сильно возрастают, снижая центробежные силы частиц воздуха и связанное с ними разрежение в потоке воздуха.

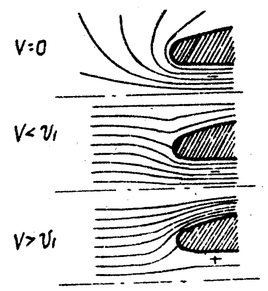


Рис. 3.31. Обтекание кромки воздухозаборника потоком

При наличии скорости набегающего потока обтекание воздухозаборника коренным образом изменяется, а следовательно, изменяется и распределение давления по контуру воздухозаборника.

На рис. 3.31 показаны три случая обтекания контура воздухозаборника при скорости потока в воздухозаборнике v_1 .

Наличие индуктивной скорости потока от несущего винта и скорости потока V , создающих условия косой обдувки воздухозаборника, сильно сказывается на обтекании профиля воздухозаборника. С целью уменьшения этого влияния необходимо переднюю кромку воздухозаборника повернуть на этот же угол.

На рис. 3.32 показана конструкция воздухозаборника вертолета Ми-8.

Изготовляются воздухозаборники из листового материала - из алюминиевых сплавов толщиной 1...1,5 мм с хорошей внутренней отделкой поверхности канала.

Выхлопные патрубки ГТД вертолета мало отличаются от таковых на самолетах. Выброс отработанных газов осуществляется вбок и назад. При установке ГТД следует использовать реакцию выхлопных газов, так как эта остаточная тяга СУ уменьшает лобовое сопротивление аппарата.

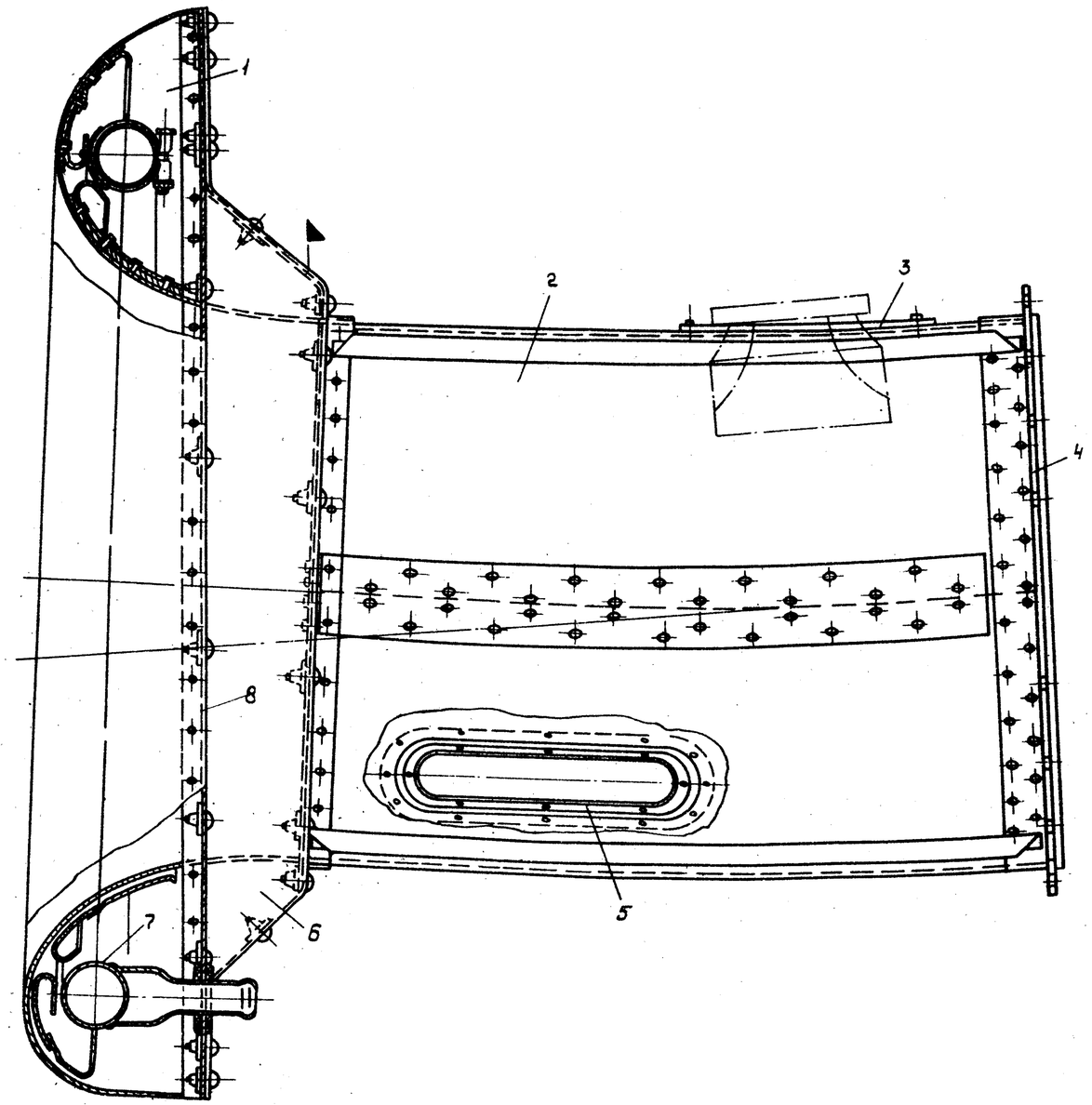


Рис. 3.32. Конструкция воздухозаборника вертолета Ми-8: 1 - воздухозаборник; 2 - туннель; 3 - фланец крепления заборника воздуха для обдува агрегата КА-40; 4 - фланец крепления к двигателю; 5 - фланец крепления сигнализатора противообледенительной системы; 6 - переходник; 7 - коллектор противообледенительной системы; 8 - поперечная диафрагма

На ГТД глушители и пламегасители обычно не применяются, поскольку они значительно снижают располагаемую мощность двигателя.

Температура выхлопных газов ГТД составляет обычно 500...600°С, а скорость истечения 140...180 м/с. Следова-

тельно, выхлопные системы ГТД опасны в пожарном отношении, поэтому выхлопные патрубки нуждаются в специальных устройствах для дополнительной их обдувки. Сравнительно высокий температурный режим выхлопных систем ГТД заставляет предусматривать в их конструкции специальные температурные компенсаторы, позволяющие свободному концу трубопровода перемещаться за счет его температурных удлинений, не нагружая конструкцию аппарата.

Изготовляются выхлопные патрубки обычно из листовой жаропрочной стали (ЭЯ1-Т и др.) толщиной 1...1,5 мм и затем по кромкам свариваются.

Площадь и диаметр выхлопного трубопровода для ГТД могут быть подсчитаны по следующим приближенным формулам:

$$F_B = (0{,}2...0{,}3)\,N_e\,/1000;$$
$$Д_B = (0{,}01...0{,}015)\sqrt{N_e}.$$

Потери мощности двигателя за счет гидравлических потерь в выхлопных трубах ГТД при длине их 2...3 калибра составляют 0,3...0,5% от максимальной мощности двигателя.

Глава 1У. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВОДА

1. Предъявляемые требования

Приводом (трансмиссией) называется совокупность агрегатов, передающих мощность (крутящий момент) от двигателя к движителям, рулевым устройствам и вспомогательным агрегатам.

На многовинтовых вертолетах трансмиссия, кроме своего прямого назначения, используется в качестве устройства, синхронизирующего частоты вращения несущих винтов.

Живучесть, надежность и ресурс вертолета в сильной степени зависят от аналогичных качеств трансмиссии. Поломка или выход из строя элементов трансмиссии в полете обычно приводит к тяжелым последствиям. Поэтому все детали и агрегаты трансмиссии тщательно исследуют, рассчитывают и испытывают. Основные детали и агрегаты трансмиссии испытывают на динамическую прочность и износ. Трансмиссия - весьма дорогостоящий и наиболее сложный с технологической точки зрения агрегат вертолета. Поэтому необходимо стремиться к максимальному упрощению конструкции трансмиссии (без снижения надежности). Масса трансмиссии составляет 8...9% полетной массы вертолета.

Требования, предъявляемые к приводам любого типа:

надежность при эксплуатации;

большой ресурс до первой переборки;

отсутствие или непревышение допустимого значения шума и вибраций (крутильных и изгибных) на всех режимах полета вертолета;

высокий КПД передачи мощности, т.е. минимальные потери мощности в агрегатах привода;

простота и технологичность конструкции;

возможность отключения двигателя от потребителя при запуске;

автоматическое отключение привода от двигателя при его остановке;

наличие тормоза для быстрой остановки несущего винта после посадки;

удобство эксплуатации, проведения регламентных работ, монтажа и демонтажа агрегатов;

независимость перемещения элементов привода при возможных деформациях вертолета;

живучесть и противопожарная безопасность;

хорошая смазка и охлаждение трущихся частей агрегатов;

минимальная масса.

На вертолетах применяют в основном механический привод, характеризующийся высоким КПД, надежностью синхронизации и конструктивной простотой автоматического устройства отключения при остановке двигателя.

Конструктор, проектирующий механический привод вертолета, должен стремиться к минимальному количеству узлов в нем и их рациональному взаимному расположению; он обязан определить степень редукции для каждого редуктора, выбрать тип опор и определить длину для каждого кинематического звена трансмиссии, выбрать тип и параметры муфт и других агрегатов.

В задачу конструктора, проектирующего механическую трансмиссию, входит: определение взаиморасположения агрегатов, определение редукции для главных, промежуточных и хвостовых редукторов, выбор типа и местонахождения опор и муфт, определение длины участков валов трансмиссии.

Существует множество возможных конструктивных вариантов механического привода вертолета. Поэтому для рационального выбора его кинематической схемы и компоновки необходим всесторонний анализ нескольких расчетно-конструкторских разработок привода методом последовательных при-

ближений. В результате таких инженерных поисков может быть найдено оптимальное конструктивное решение.

Схема механического привода определяется аэродинамической схемой вертолета, числом, типом и местом установки применяемых двигателей.

2. Определение схемы и параметров главных, промежуточных и хвостовых редукторов

На рис. 4.1 представлена схема современного одновинтового вертолета с двумя газотурбинными двигателями. Вся мощность двигателей передается главному редуктору 2, откуда она распределяется на несущий винт, вентиляторную установку, хвостовой винт и на привод агрегатов.

Редукторы – наиболее сложные и дорогостоящие агрегаты механической трансмиссии вертолета. Они предназначены в основном для изменения числа оборотов на пути от двигателя к движителю. Частота вращения выходного вала двигателя рассматривается в описании двигателя как величина постоянная для определенных расчетных условий. Частота вращения движителя (винта или вентилятора) обычно значительно меньше, чем частота вращения выходного вала двигателя. Она определяется из аэродинамического расчета аппарата. В первом приближении для этой цели можно пользоваться известной формулой из аэродинамики винта, подставив в нее вместо C_T величину σ, определенную из условия $(C_T/\sigma)_{max} \approx 0{,}135$. Тогда получим

$$n_{нв} = \sqrt{\frac{1{,}9\,T}{\sigma \rho D^4}},$$

где $n_{нв}$ – частота вращения несущего винта, $с^{-1}$.

На пути от двигателя к движителю для значительного уменьшения частоты вращения может быть установлено несколько редукторов.

При использовании нескольких редукторов или нескольких ступеней передачи в одном редукторе общая редукция трансмиссии определяется как произведение всех ступеней передачи или редукций установленных редукторов:

$$i_{тр} = i_1 \cdot i_2 \ldots = \frac{n_{нв}}{n_{дв}}.$$

Из соображений получения возможно меньшей массы редуктора принимают следующую степень редукции в одной ступени передачи:

$i \geqslant 0{,}4$ – для обычных шестеренчатых цилиндрических и конических передач;

$i \geqslant 0{,}3$ – для планетарных передач.

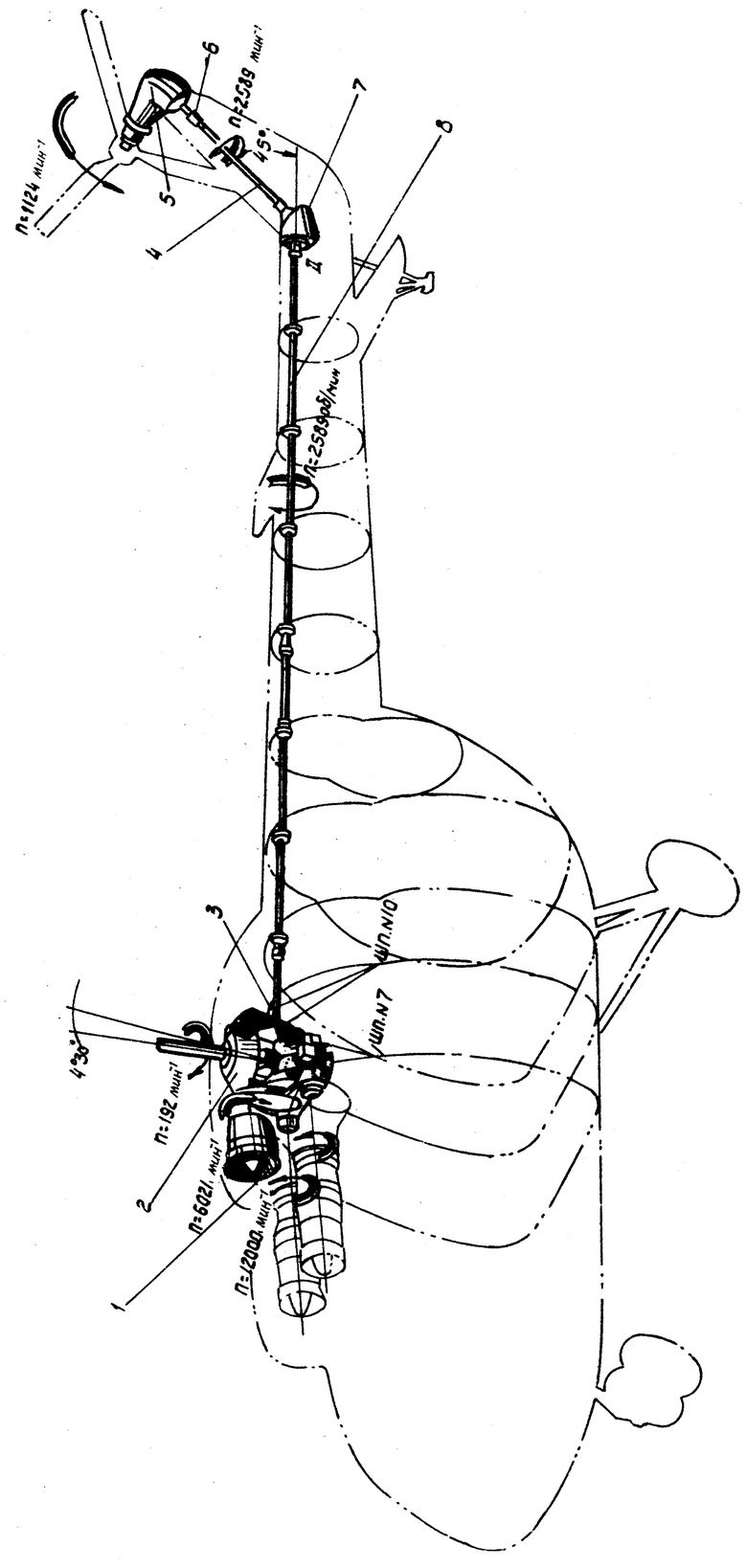


Рис. 4.1. Схема трансмиссии одновинтового вертолета с двумя газотурбинными двигателями: 1 – вентилятор; 2 – главный редуктор; 3 – тормоз несущего винта; 4 – концевая часть хвостового вала; 5 – хвостовой редуктор; 6 – подвижное шлицевое соединение; 7 – промежуточный редуктор; 8 – участок хвостового вала

Простейшие типовые схемы редукторов представлены на рис. 4.2. В действующих редукторах встречаются сложные комбинации из этих простейших типов редукторов.

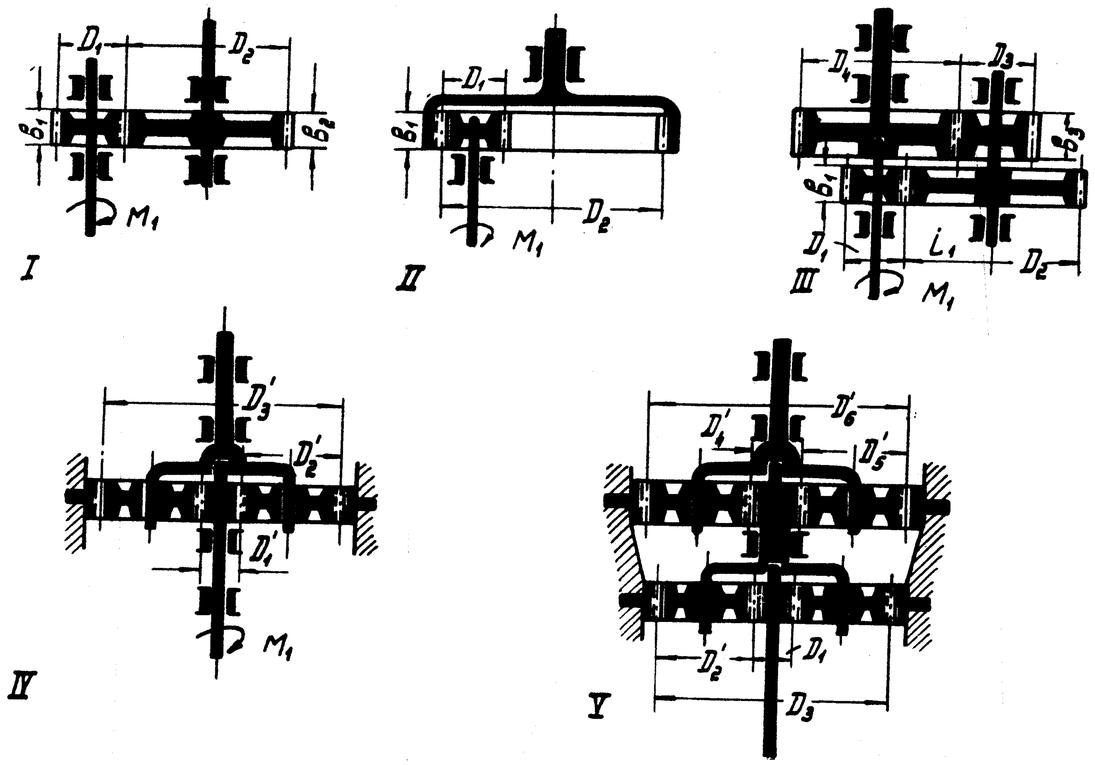


Рис. 4.2. Схемы простейших шестеренчатых передач

Приближенно массу редуктора можно определить по формуле

$$m_R = \gamma_R M_I ,$$

где γ_R – условная удельная масса редуктора, кг/(даН·м), определяется по графику из работы [4]; M_I – момент на входящем валу редуктора, даН·м.

Более точно массу одноступенчатого редуктора можно определить по формуле

$$m_R = \frac{z_1}{2,16} k M_1 \left\{ \gamma_1 + \frac{\gamma_2}{i_1^2} + \frac{z_1 \delta_K \gamma_K}{9\sqrt[3]{M_I}} \left[1 + \frac{1}{i} + 2,42\left(1 + \frac{1}{i}\right) \right] \right\} ,$$

где z_1 – число зубьев входящей шестерни, $z \approx 20$; k – коэффициент, учитывающий вспомогательные детали, узлы, агрегаты и болтовые соединения, $k \approx (1,5 \ldots 1,7)$; M_I – момент на входящем валу, даН·м; i – передаточное число ступени; δ_K – толщина стенки картера; γ_K – условная удельная масса картера; γ_1 и γ_2 – условная удельная масса первой и второй шестерни, определяется по графикам из работы [4].

Эта формула позволяет определить массу одноступенчатого редуктора в граммах в зависимости от редукции и входящего крутящего момента в ньютон-метрах.

Для сложных многоступенчатых редукторов формулы для массы становятся громоздкими, и ими трудно пользоваться [5]. Поэтому при определении ориентировочной массы редуктора можно рекомендовать графики, подобные данным в приложении к работе [5], или определять массу каждой детали после конструктивной проработки.

Но не только от величины редукции и массы зависит выбор типа и конструкции редуктора. Немаловажными являются его стоимость и ресурс. К сожалению, этим вопросам в литературе еще мало уделяется внимания.

Потери мощности в редукторах приводят к нагреву их деталей, особенно шестеренчатых передач. С помощью смазки тепло отводится к стенкам картера редуктора и далее рассеивается в атмосферу. При небольшой передаваемой мощности, небольших потерях в передаче (одна ступень), хорошем оребрении наружных стенок картера и достаточной циркуляции воздуха вокруг картера специальной системы охлаждения для масла может и не потребоваться. Однако с увеличением числа ступеней передач и передаваемой редуктором мощности количество тепла, которое необходимо отводить, настолько возрастает, что указанный способ охлаждения масла оказывается недостаточным, и необходимо создавать специальную систему охлаждения масла редукторов, включающую вентиляторы, заборники воздуха, радиаторы, фильтры, помпы, системы управления и др.

Тепловой поток, который необходимо отводить от редуктора, приближенно можно определить по формуле

$$Q = 0,242\,(1 - \eta_m^z)\,N \quad \text{Вт},$$

η_m – коэффициент полезного действия передачи. Для одной ступени $\eta_m = 0,98 \ldots 0,985$; z – число ступеней передачи.

Часть выделяющейся в редукторе теплоты теряется в самом редукторе, а другая – в коммуникациях по пути к радиатору. Поэтому количество теплоты, поступающей к радиатору, вообще говоря, несколько меньше количества теплоты, определенного по формуле. Однако потери тепла в редукторе и коммуникациях можно оценить только после тщательной расчетно-конструкторской проработки. Расчет системы охлаждения вертолетных редукторов и расчет их на прочность аналогичны принятым в машиностроении (с учетом специфики их работы и использования легких и высокопрочных материалов).

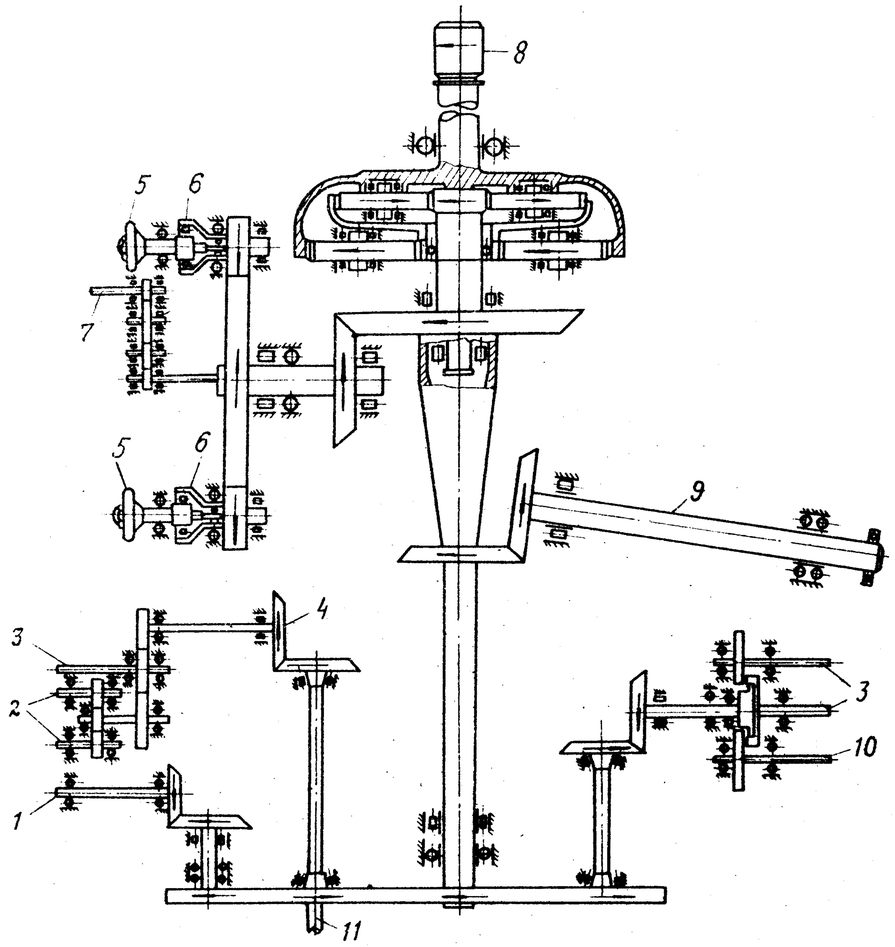


Рис. 4.3. Кинематическая схема главного редуктора Ми-8:

1 – привод к генератору; 2 – привод к тахометру; 3 – привод к шестеренчатому насосу; 4 – приводы агрегатов; 5 – ввод вала двигателя; 6 – обгонная муфта; 7 – привод к вентилятору; 8 – привод к несущему винту; 9 – привод к хвостовому валу трансмиссии; 10 – привод к воздушному компрессору; 11 – привод к маслонасосу

На рис. 4.3 представлена кинематическая схема главного редуктора вертолета Ми-8.

Главный редуктор вертолета суммирует мощность двигателей, передает ее на валы несущего и хвостового винтов и обеспечивает привод вспомогательных агрегатов. Для обеспечения полета вертолета при одном неработающем двигателе, а также на режиме самовращения несущего винта редуктор должен иметь две обгонные муфты, которые автоматически отключают от трансмиссии один или оба двигателя.

Редуктор вертолета должен иметь независимую от двигателей масляную систему, приводимую в действие с

помощью шестеренчатого насоса, расположенного в нижней части картера редуктора.

Промежуточный редуктор предназначен для изменения направления оси хвостового вала в соответствии с изгибом хвостовой балки (рис. 4.4).

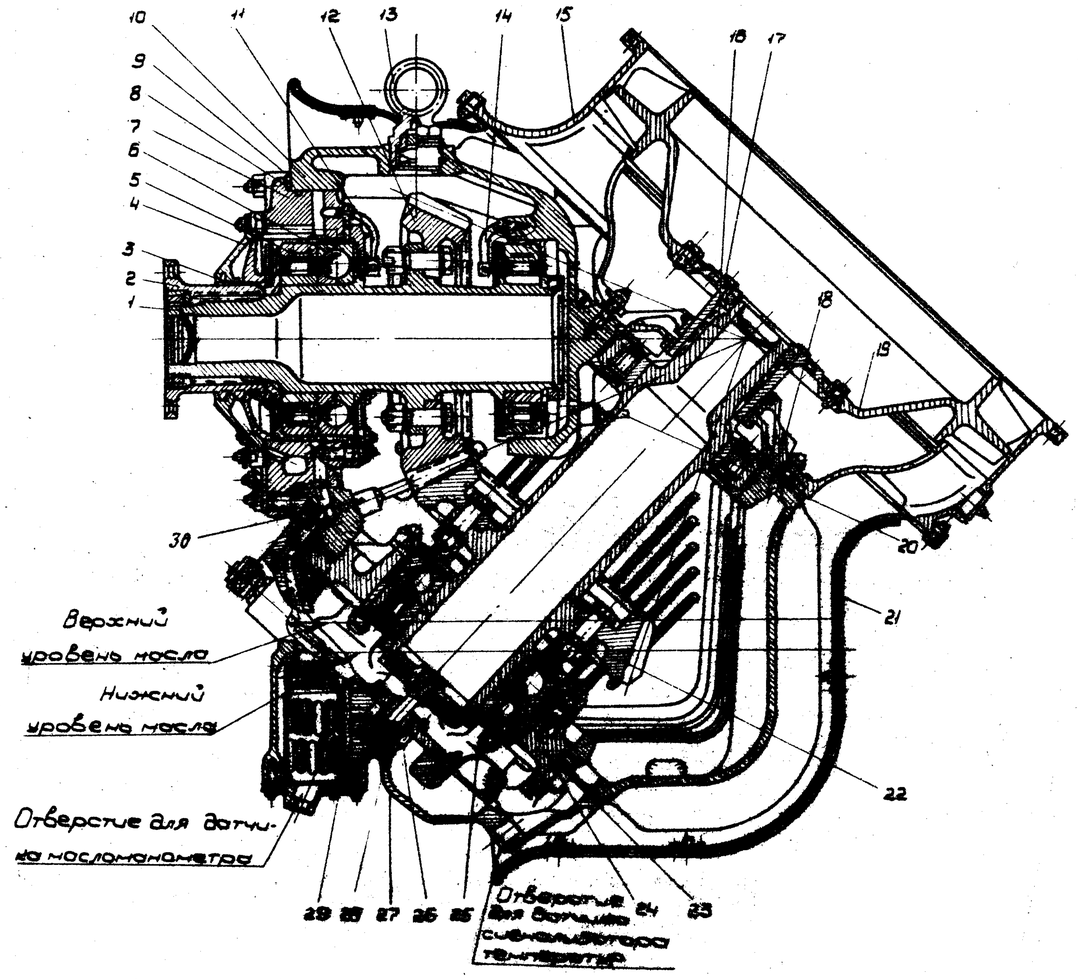


Рис. 4.4. Промежуточный редуктор одновинтового тяжелого вертолета:

1 – ведущий вал; 2 – выводной фланец; 3 – сальник фетровый; 4 – крышка ведущего вала; 5 – роликовый подшипник; 6 – шарикоподшипник; 7 – стакан подшипников ведущей шестерни; 8 – резиновое кольцо; 9,23 – регулировочное кольцо; 10 – картер редуктора; 11,14 и 20 – форсунки; 12 – ведущая шестерня; 13 – рымболт; 15 – диффузор; 16 – ведомый вал; 17 – выводной фланец ведомой шестерни; 18 – крышка; 19 – колесо вентилятора; 21 – дефлектор; 22 – ведомая шестерня; 24 – стакан; 25 – фильтр маслонасоса; 26 – шестеренчатый масляный насос; 27 – картер масляных агрегатов; 28 – рессора; 29 – маслофильтр; 30 – форсунка

Это изменение направления оси вала может быть достигнуто или с помощью конических зубчатых колес с редукцией, близкой к единице, или с помощью двойного карданного узла, позволяющего изменять направление вала на угол не более 30° при потерях до 6% от предлагаемой мощности. При хорошей обдувке карданного узла потоком воздуха дополнительного охлаждения не требуется. В промежуточном редукторе с зубчатой передачей при передаваемой мощности более 100...150 кВт требуется, кроме хорошей обдувки картера редуктора воздухом, еще и хорошее его оребрение. Смазка шестерен у промежуточных редукторов, передающих небольшие мощности, барботажная, т.е. одна из шестерен частично погружена в масло и при вращении смазывает другую шестерню в момент контакта зубьев. Кроме того, в картере создается масляный туман, который, оседая на зубья и подшипники, также их смазывает. Такая смазка допустима при небольших диаметрах шестерен и частоте вращения. С увеличением последней требуется принудительная подача масла, струя которого направляется в место контакта вступающих в зацепление зубьев. В промежуточных редукторах тяжелых вертолетов смазка шестерен осуществляется в основном с принудительной подачей масла, но имеется еще и дублирующая-барботажная, обеспечивающая смазку шестерен и подшипников в случае отказа основной маслосистемы.

Барботажная масляная система требует наличия специальных карманов, улавливающих масло, сверлений в картере и стаканах (см.рис. 4.4), по которым масло подается из карманов ко всем подшипникам редуктора.

Для замера уровня залитого масла необходимо предусматривать маслощуп или масломерное стекло. Заливается масло в редуктор до верхнего уровня через горловину, закрываемую пробкой. Слив масла при замене производится через пробку, расположенную внизу. Крышка заливной горловины часто используется в качестве суфлера, для чего в ней создаются лабиринтные уплотнения, соединяющие полость картера с атмосферой и препятствующие вытеканию масла.

Выводы валов, во избежание утечки масла, должны иметь также лабиринтные уплотнения, защищенные от попадания пыли фетровыми кольцами (3).

Картер промежуточного редуктора обычно изготавливают из алюминиевых и магниевых сплавов, для создания надежных опор подшипники запрессовывают в стальные обоймы.

Для тяжелых вертолетов из-за необходимости отвода большого количества тепла, выделяемого во время работы

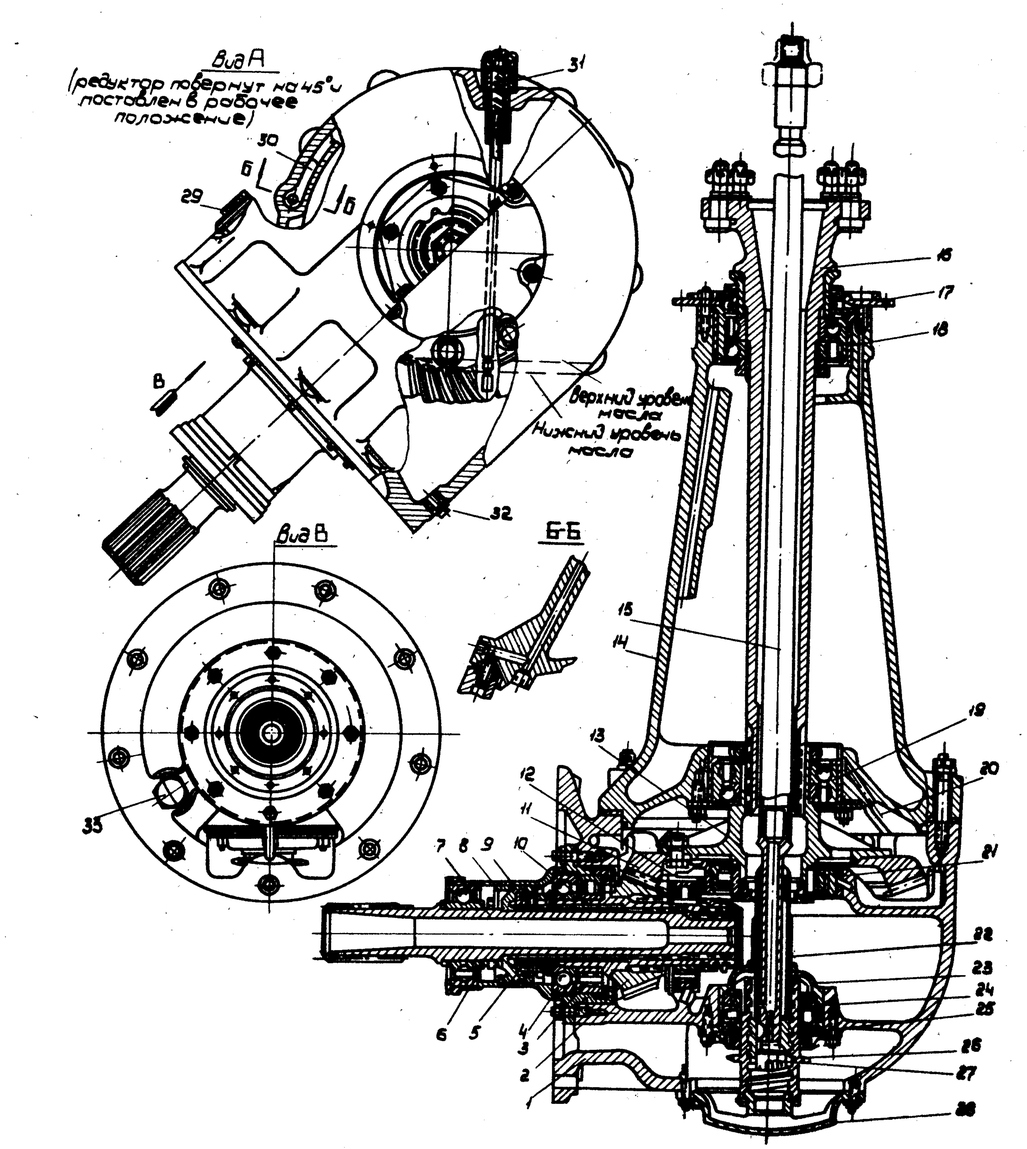


Рис. 4.5. Хвостовой редуктор:
1 - картер; 2 - ведущее зубчатое колесо; 3,4,6,12,18,19,21 и 24 - шарико- и роликоподшипники; 5 - уплотнительная гильза; 7 - ведущий вал; 8 - стакан подшипников ведущего зубчатого колеса; 9 - резиновая армированная манжета; 10 - втулка ведущего зубчатого колеса; 11 - ведомое зубчатое колесо; 13 - ступица ведомого зубчатого колеса; 14 - крышка картера; 15 - шток управления хвостовым винтом; 16 - ведомый вал; 17 - крышка лабиринтного уплотнения; 20,30 - карманы-уловители масла; 22 - шлицевая гильза; 23 - стакан подшипников штока; 25 - червяк штока; 26 - корпус звездочки управления хвостовым винтом; 27 - гайка крепления червяка штока; 28 - крышка; 29 - пробка; 31 - масломерный щуп; 32 - сливная пробка; 33 - заглушка отверстия под датчик термометра масла

редуктора, естественной обдувки картера потоком воздуха недостаточно. Необходимо иметь принудительный обдув сильно оребренного картера. На рис. 4.4 показана конструкция, в которой принудительный обдув картера осуществляется с помощью вентилятора 19, установленного на ведомом валу редуктора. Для экономного расхода воздуха (мощности) и повышения эффективности охлаждения картера необходимо устанавливать дефлекторы 21, плотно прилегающие к оребрению и предохраняющие его от повреждения.

Редуктор (рис. 4.5) предназначен для изменения направления оси хвостового вала на угол 90° и вращения вала хвостового винта с меньшей частотой. Это осуществляется посредством двух конических шестерен с передаточным числом от 1,5 до 3. При этом бо́льшие значения передаточного числа соответствуют более тяжелым вертолетом.

Кроме того, в хвостовом редукторе размещается и механизм управления переменным шагом рулевого винта.

3. Конструирование вала трансмиссии, его соединений и опор

Вал трансмиссии передает крутящий момент или мощность двигателя на вал движителя или его редуктора. Длина и диаметр вала должны быть такими, чтобы отсутствовал резонанс изгибных и крутильных колебаний вала во всем диапазоне его частоты вращения.

Диаметр пустотелого вала может быть определен по общеизвестной формуле:

$$d_в = \sqrt[3]{\frac{15{,}6 \cdot 10^5 \; N_в}{\pi/2 \; \tau_{кр} \; n (1 - a^4)}} \; ,$$

где $a = \frac{d_1}{d_в}$ – отношение внутреннего диаметра вала к внешнему; $\tau_{кр}$ – допускаемое напряжение материала на кручение, $\tau_{кр} \approx 4000$ даН/см^2; $N_в$ – передаваемая валом мощность, кВт; n – частота вращения винтов, мин$^{-1}$.

Хвостовой вал предназначен для передачи крутящего момента от главного редуктора через промежуточный и хвостовой редукторы к хвостовому винту. Диаметр его определяется также по вышеприведенной формуле, но допускаемые напряжения выбираются несколько меньшими по сравнению со значениями, принимаемыми при расчете главного вала ($\tau_{кр} \approx 1000$ даН/см^2). Вызвано это тем, что хвостовому валу необходимо иметь, кроме жесткости на кручение, повышенную жесткость на изгиб из-за большого расстояния между опорами и возможности появления резонансных колебаний.

Главный и промежуточные редукторы соединяются горизонтальной частью хвостового вала, а промежуточный и хвостовой редукторы – наклонной концевой частью вала (см. рис. 4.1). Хвостовой вал состоит из нескольких труб (8), соединенных между собой с помощью шлицевых муфт или карданов, допускающих небольшие перекосы между участками вала из-за деформации конструкции вертолета.

Хвостовой вал должен иметь ряд промежуточных опор, на которых он устанавливается на вертолете. Опоры крепят к шпангоутам фюзеляжа хвостовой и концевой балок. Опоры хвостового вала должны иметь гнезда, в которые на резиновых обоймах устанавливают радиальные шарикоподшипники. Резиновая обойма предназначена в основном для компенсации перекосов из-за неточности установки опор, а также для амортизации поперечных колебаний вала.

В первых образцах хвостовых трансмиссий удлиненные валы вращались с частотой 1200...2000 мин$^{-1}$. В настоящее время считается, что с точки зрения ресурса и массы более выгодно иметь валы с частотой вращения 6000 мин$^{-1}$ и более.

Вал хвостовой трансмиссии, расположенный между редукторами, обычно разрезной, но может быть и сплошным. Иными словами, он может состоять из одного отрезка, расположенного на нескольких опорах.

Благодаря меньшей массе, меньшей вероятности возникновения вибраций и связанной с ними потери прочности сплошной вал, подкрепленный промежуточными опорами, лучше, но он сложнее в изготовлении и менее удобен в эксплуатации при монтаже и демонтаже; кроме того, у сплошного вала при деформациях конструкции аппарата несколько возрастают изгибные напряжения:

$$\sigma_{из} = \frac{E r}{\rho} \; ,$$

где E – модуль упругости; r – радиус вала; ρ – радиус кривизны упругой линии вала.

При определении длины вала, покоящегося на двух опорах, необходимо, чтобы его частота вращения не превышала критической, определяемой по формуле

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{E g}{\gamma}} \sqrt{\frac{J}{F}} \; k_l^2 \; \frac{1}{l^2} \; ,$$

где E – модуль упругости материала, даН/см^2; g – ускорение свободного падения, равное 981 см/с^2; γ – плотность материала, г/см^3; J – момент инерции сечения вала, см^4; F – площадь сечения вала, см^2; k_l – коэффициент, значение которого зависит от формы колебания и составляет $a\pi$ (a – номер гармоники колебаний); l – длина участка вала, м.

По этой формуле построена номограмма для определения критической частоты вращения сплошного и пустотелого вала в зависимости от его длины и внешнего диаметра (рис.4.6).

В проектировочных расчетах можно критическую частоту вращения вала определить по упрощенной формуле

$$n_{кр} = 1025\,\frac{\sqrt{d_B^2 + d_1^2}}{l^2},$$

где d_1 – внутренний диаметр вала, см; d_B – внешний диаметр вала, см.

Массу погонного метра пустотелых валов можно определять по формуле

$$p_1 = \frac{\pi\gamma(1-a^2)}{40\sqrt{1-2a^2+a^8}}\left(\frac{71620\,N\,16}{\pi\tau_{кр}\,n}\right)^{2/3},$$

где $a = \frac{d_1}{d_B}$ – отношение внутреннего диаметра вала к внешнему; γ – плотность материала, из которого изготовлен вал; $\tau_{кр}$ – допустимое напряжение на кручение; N – мощность, передаваемая валом; n – частота вращения.

Обозначив величину

$$\frac{1-a^2}{\sqrt{1-2a^2+a^8}} = C_3,$$

получим для стального пустотелого вала упрощенную формулу

$$p_1 = 31{,}2\,C_3\left(\frac{N}{n}\right)^{2/3}.$$

Величину C_3 определяют в зависимости от величины a по графику на рис. 4.7.

Перспективой снижения массы трансмиссионных валов является применение титановых, дюралюминиевых и магниевых сплавов.

На графике рис. 4.8 представлены результаты вычисления массы одного погонного метра вала при $a = 0{,}9$.

Для соединения валов между собой или для присоединения их к другим агрегатам трансмиссии служат соединительные муфты. Применяются они при отсутствии перекосов вала или незначительных перекосах, не превышающих 1–2°. По

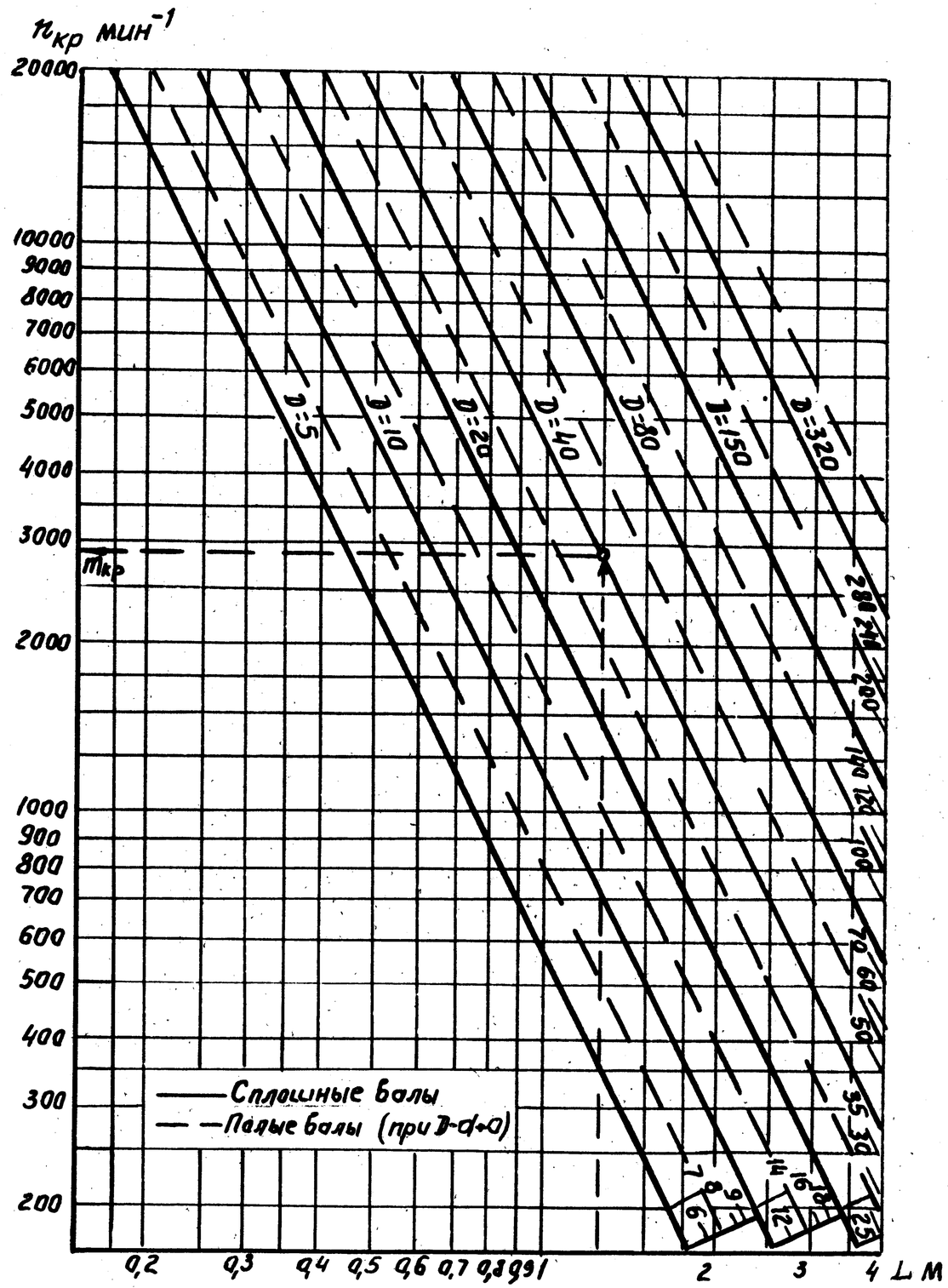


Рис. 4.6. Номограмма для определения критической частоты вращения вала в зависимости от его диаметра и длины

сравнению с муфтами карданы допускают значительно большие перекосы вала, достигающие 5-7° и более.

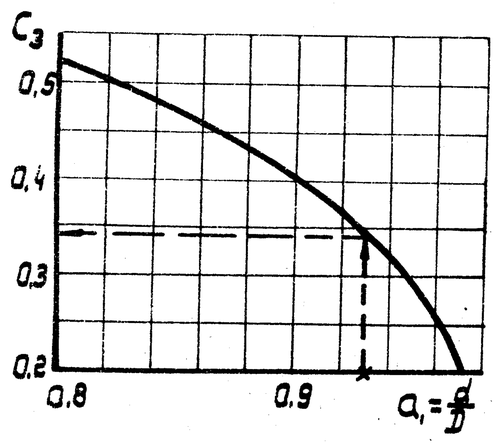


Рис. 4.7. Зависимость коэффициента C_3 от соотношения внутреннего и внешнего диаметров вала

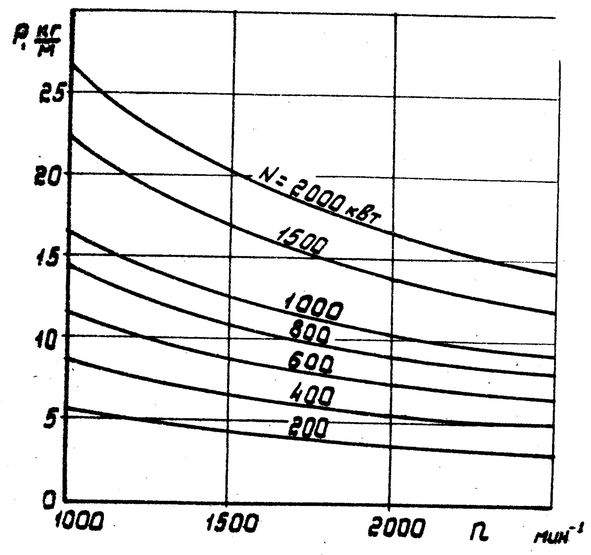


Рис. 4.8. Зависимость массы одного погонного метра вала от его частоты вращения и передаваемой им мощности при $a = 0,9$

На рис. 4.9 показана типовая шлицевая соединительная муфта, конструкция которой позволяет компенсировать небольшие перемещения и перекосы соединяемых между собой валов.

Кроме того, для соединения валов применяют эластичные муфты, позволяющие не только компенсировать отклонения вала, но также снять часть его крутильных колебаний. Применяя такие муфты, в системе трансмиссии можно получить нужные собственные частоты крутильных колебаний системы и избежать резонанса. Применяемые в машиностроении пластинчатые муфты устанавливают на валах, где исключена возможность появления крутильных колебаний, а имеются только осевые перемещения вала. По массе они значительно меньше шлицевых и эластичных муфт.

Образец широко используемого соединения валов - карданное сочленение.

На рис. 4.10 представлено типовое карданное сочленение. Все размеры кардана даны в относительных величинах, т.е. в долях диаметра вала, что облегчает его конструирование.

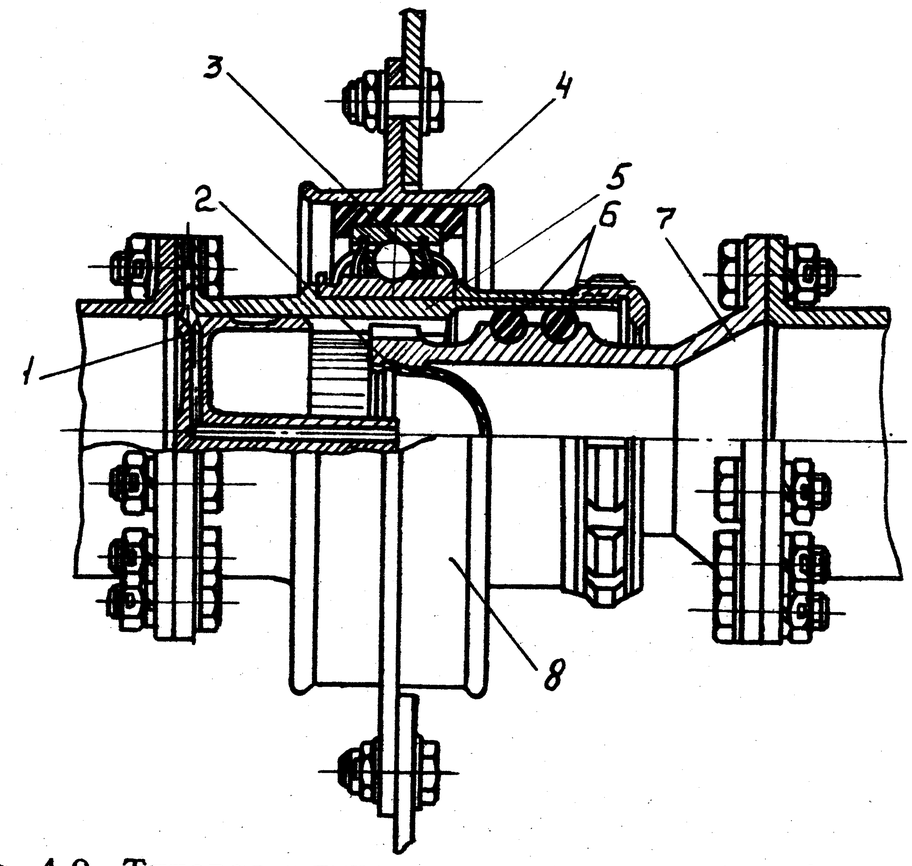


Рис. 4.9. Типовая шлицевая соединительная муфта: 1,2 - заглушки; 3 - шарикоподшипники; 4 - резиновая подушка; 5 - корпус муфты; 6 - уплотнения; 7 - хвостовик муфты; 8 - опора

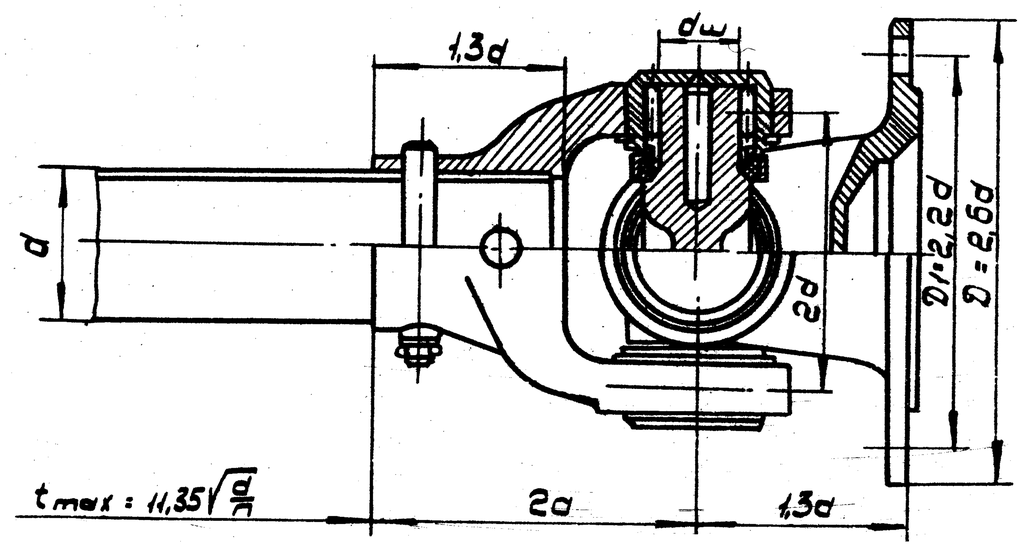


Рис. 4.10. Типовое карданное сочленение

Крутящий момент, передаваемый карданным сочленением,

$$M_{max} = \frac{\sigma \pi d_ш R}{a\, i_к\, 16},$$

где σ – максимальное допускаемое напряжение; R – расстояние от оси до центра приложения силы; $i_к$ – максимальное передаточное число; a – расстояние от центра приложения силы до заделки, выраженное в долях диаметра вала; $d_ш$ – диаметр шипа.

Если при соединении не представляется возможным избежать значительных перекосов валов, то ведущий и ведомый валы соединяют коротким валом с карданной передачей на обоих его концах. Для равномерного вращения валов необходимо, чтобы углы смещения основных валов по отношению к соединительному валу были одинаковы, а вилки обоих карданов располагались в одной плоскости.

В этом случае неравномерность вращения, создаваемая карданами, компенсируется. Основные валы будут вращаться равномерно, а небольшой длины соединительный вал – с переменными угловыми скоростями.

При расчете одинарных карданных приводов принимают, что неравномерность вращения вала из-за наличия кардана поглощается его скручиванием. Дополнительные переменные напряжения кручения вызывают усталостные явления в материале вала. Величина этих напряжений может быть определена по формуле

$$\tau = \frac{(\alpha-\beta)\, d_в\, G'}{114\, L},$$

где α и β – соответственно углы поворота ведущей и ведомой вилок; $d_в$ – диаметр вала; G' – модуль сдвига; L – длина вала.

На рис. 4.11 показано, как изменяется в случае одинарной карданной передачи частота вращения ведомого вала при постоянной частоте вращения ведущего вала и различных углах отклонения их осей γ, а на рис. 4.12 показано, как изменяется коэффициент полезного действия передачи в зависимости от угла γ. При $\gamma > 7^\circ$ КПД кардана сильно падает, так как значительная часть передаваемой мощности тратится на его нагрев и износ. Поэтому при перекосах вала более 15° следует ставить промежуточный редуктор. Учитывая, что в формуле все величины, кроме $d_ш$, постоянны, можно ее записать так:

$$M_{max} = const\, d_ш,$$

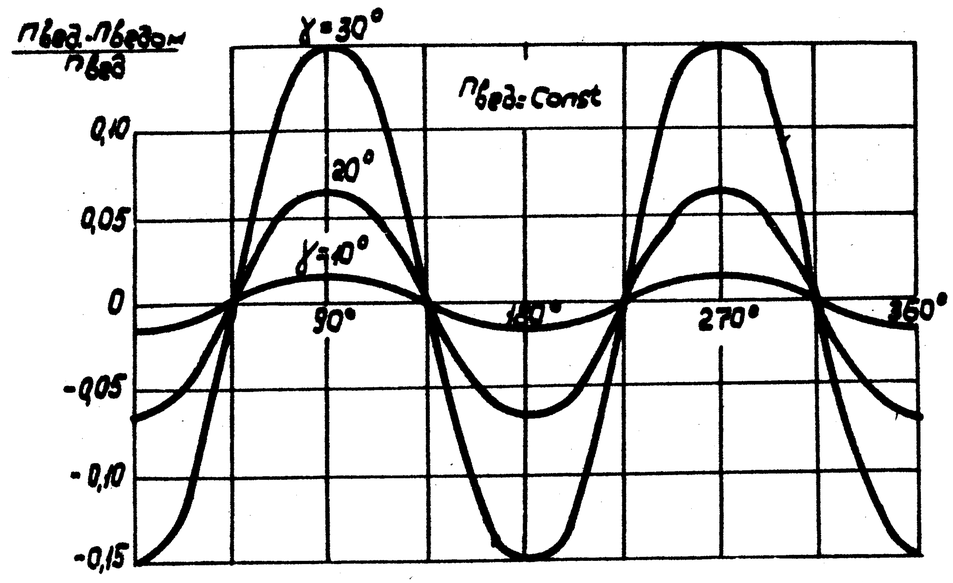


Рис. 4.11. Зависимость частоты вращения ведомого вала от частоты вращения ведущего вала

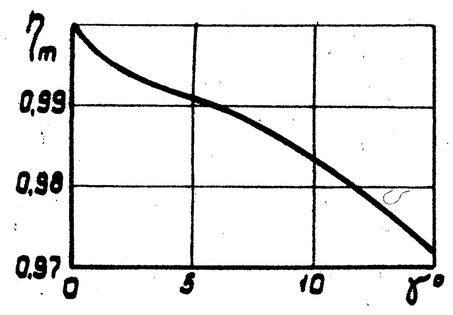


Рис. 4.12. Зависимость КПД карданной передачи от угла перекоса валов

т.е. передаваемый карданом крутящий момент, так же как и масса кардана, пропорционален линейным размерам кардана в третьей степени. Следовательно, в приближенных расчетах можно принимать, что масса карданных сочленений пропорциональна передаваемому ими крутящему моменту.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бехли Ю.Г. и др. Силовые установки вертолетов.- М.: Оборонгиз, 1960.
2. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В. Подшипники качения.- М.: Машгиз, 1963.
3. Бадягин А.А. и др. Проектирование самолетов.- М.: Машиностроение, 1972.- 515 с.
4. Братухин И.П. Проектирование и конструкции вертолетов.- М.: Оборонгиз, 1955.- 360 с.
5. Курочкин Ф.П. Весовой расчет главного редуктора вертолета.- Труды МАИ.- М.: Оборонгиз, 1955, с. 16.
6. Курочкин Ф.П. Основы проектирования СВВП.- М.: Машиностроение, 1970.- 360 с.
7. Миль М.Л. и др. Вертолеты. Кн. 1 и 2.- М.: Машиностроение, 1966 и 1967.- 450 и 422 с.
8. Нормы летной годности гражданских вертолетов СССР.- Изд. ЦАГИ, 1971.- 184 с.
9. Орлов П.И. Основы конструирования. Кн. 1.- М.: Машиностроение, 1977.- 623 с.
10. Поликовский В.И. Силовые установки самолетов.- М.: Оборонгиз, 1953.- 600 с.
11. Справочник машиностроителя. - М.: Машгиз, 1962.
12. Тищенко М.Н. и др. Вертолеты.- М.: Машиностроение, 1976.- 366 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Условные обозначения 4
Глава 1. Общие сведения 6
1. Основные понятия 6
2. Предъявляемые требования 7
3. Исходные данные 8
Глава П. Конструирование несущих, хвостовых и маршевых винтов 10
1. Конструирование втулок несущего винта . . . 10
2. Выбор типа подшипников 20
3. Конструирование демпферов 31
4. Расчет гидравлического демпфера 34
5. Конструирование лопастей несущего винта.... 36
6. Конструирование хвостовых маршевых винтов и фенестронов 50
Глава Ш. Силовые установки вертолетов 58
1. Требования, предъявляемые к силовым установкам 58
2. Типы силовых установок вертолетов 59
3. Конструктивно-силовые схемы крепления двигателей на вертолетах 65
4. Система охлаждения агрегатов ГТД 74
5. Система питания топливом 76
6. Системы маслопитания 100
7. Системы запуска, пожаротушения и воздуховоды 111
Глава 1У. Конструирование привода 120
1. Предъявляемые требования 120
2. Определение схемы и параметров главных, промежуточных и хвостовых редукторов . .. 122
3. Конструирование вала трансмиссии, его соединений и опор 130
Литература 138