

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР  
КУЙБЫШЕВСКИЙ ордена ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ им. АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА

*К. А. Жуков*

*Б. А. Углов*

## ТОПЛИВНЫЕ И МАСЛЯНЫЕ СИСТЕМЫ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

*Учебное пособие*

УДК 628.7.03: 629.7.004(0.75)

*Топливные и масляные системы летательных аппаратов: Учеб. пособие/К. А. Жуков, Б. А. Углов; Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1990. 104 с.*

Изложен материал 1-й части курса «Авиационные сплывые установки» (АСУ), читаемого студентам факультета «Эксплуатация летательных аппаратов и двигателей» КуАИ. Рассмотрены теоретические основы проектирования, особенности эксплуатации, характерные отказы и неисправности топливных и масляных систем, их агрегатов и элементов.

Пособие предназначено для студентов, преподавателей и инженеров специальности 13.03. Может быть использовано также в процессе подготовки и служебной деятельности инженеров специальностей 13.01 и 13.02.

Табл. 5, ил. 47.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Куйбышевского ордена Трудового Красного Знамени авиационного института имени академика С. П. Королёва

Рецензенты: д-р техн. наук проф. А. П. Белоусов,  
В. П. Овчинников

## ВВЕДЕНИЕ

В конструкции летательных аппаратов (ЛА) имеются системы, в которых в качестве рабочего тела или среды для транспортировки энергии используется жидкость или газ. Такие системы называются *гидрогазовыми*. В составе авиационных силовых установок к ним относятся топливная, масляная, противопожарная системы, система нейтрального газа и другие. Конструкция, технология изготовления, испытания, эксплуатации и процессы функционирования этих систем имеют много общего, и в то же время каждая имеет свои характерные особенности. К этим системам предъявляются общие требования по конструкции, надежности, живучести, пожарной безопасности, массовым и габаритным характеристикам, контролепригодности, ремонтпригодности и эксплуатационной технологичности.

Обеспечение безопасности полетов ЛА является первоочередной задачей на всех этапах их создания, обработки и эксплуатации. Статистические данные показывают, что 65% отказов и неисправностей приходится на гидрогазовые системы. Третья часть этих отказов обусловлена несовершенством конструкции, технологии изготовления или эксплуатации топливных и масляных систем. Последние подробно рассматриваются в настоящем пособии. В нем же приводятся материалы о теоретических аспектах функционирования, основах проектирования, диагностике и особенностях эксплуатации, методах повышения надежности этих систем в целом, а также их агрегатов и элементов.

## I. ГИДРОГАЗОВЫЕ СИСТЕМЫ ЛА

### 1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРОГАЗОВЫХ СИСТЕМ. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ГИДРОГАЗОВЫМ СИСТЕМАМ ЛА

Системы, в которых для транспортировки рабочего тела или энергии не используется жидкость или газ, называются *гидрогазовыми*. По типу рабочего тела эти системы делятся на следующие группы:

топливные системы: рабочее тело — керосины (ТС-1, РТ, Т-6, Т-8), бензины (Б-91/115, Б-95/100, Б-70);

маслосистемы: рабочее тело — авиационные масла на нефтяной основе (МС-20, МК-22, МС-8, МК-8, МК-8П) или синтетические (Б-3В, ВНИИНП-50-1-4Ф);

гидравлические системы: рабочее тело — гидрожидкость (АМГ-10, АМГ-10А, АМГ-10Б, 7-50С-3, НГЖ-4);

противопожарные системы: рабочее тело — газ (фреон-114В<sub>2</sub>);

системы нейтрального газа: рабочее тело — газы (СО<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, отработанные газы двигателя);

пневматические системы: рабочее тело — газы (N<sub>2</sub>, воздух) под высоким давлением;

антиобледенительные системы: рабочее тело — газы (выхлопные газы двигателя) или жидкости (С<sub>2</sub>Н<sub>5</sub>ОН);

кислородные системы: рабочее тело — газ (О<sub>2</sub>);

системы кондиционирования: рабочее тело — газ (воздух) низкого давления;

двигатели: рабочее тело — газы и жидкость (воздух, топливо, топливовоздушная смесь, продукты сгорания и их смесь с воздухом).

Установка, монтаж, контроль, испытание, эксплуатация и выполняемые функции перечисленных групп имеют много общего, но, в то же время, каждая имеет свои характерные особенности.

К гидрогазовым системам предъявляются общие требования по надежности, живучести, пожарной безопасности, массовым и габаритным характеристикам, простоте конструкции, ремонтпригодности, контролепригодности и эксплуатационной технологичности. Более конкретные требования с учетом выполняемых системой задач и особенностей функционирования будут приведены при рассмотрении соответствующей системы. Следует отметить, что к авиационным силовым установкам относятся топливная, масляная, противопожарная системы, система нейтрального газа и двигатели (последняя система рассматривается в специализированных курсах).

## 1.2. ОТКАЗЫ И НЕИСПРАВНОСТИ ГИДРОГАЗОВЫХ СИСТЕМ ЛА

Обеспечение безопасности полетов ЛА является первоочередной задачей на всех этапах создания, отработки и эксплуатации ЛА. Анализ материалов по отказам и неисправностям гидрогазовых систем в сравнительном аспекте можно представить в виде следующих обобщенных по нескольким видам ЛА данных:

планер ЛА	— 12%;
гидрогазовые системы	— 65%;
остальные бортовые системы	— 23%.

В гидрогазовых системах отказы и неисправности распределяются следующим образом:

гидравлическая система	— 20—40%;
маслосистема	— 20%;
воздушная система	— 10—20%;
высотная система (система кондиционирования)	— 10—20%;
топливная система	— 8—10%.

Из общего количества 67% отказов и неисправностей связано с конструктивно-технологическими дефектами; 21% — с производственными и 12% — с неправильной эксплуатацией.

Основные отказы и неисправности гидрогазовых систем, выявляемые в процессе испытаний и эксплуатации, можно разделить на три группы:

разрушение элементов систем (полные или частичные разрушения трубопроводов и мест их заделки в виде продольных и поперечных трещин; образование с последующим разрушением потертостей трубопроводов; деформация трубопроводов в виде вмятин и заборов);

парушение герметичности (некачественное изготовление, технологические ошибки в процессе сборки, износ уплотнений и др.);

выход из строя отдельных агрегатов систем по конструктивно-технологическим и производственным причинам, из-за механических перегрузок, климатических факторов, износа, засоренности или изменения эксплуатационных свойств рабочего тела и др.

### 1.3. СВОЙСТВА РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

Основными показателями качества рабочих жидкостей являются их эксплуатационные свойства, которые подробно рассматриваются в курсе «Топлива, масла и специальные жидкости». Напомним наиболее важные физико-химические свойства, встречающиеся в гидравлических расчетах и необходимые для контрольной оценки жидкостей.

А. *Весомость жидкости* характеризуется объемным весом (удельной силой тяжести) и плотностью, которые практически оговаривают одно и то же свойство жидкости и определяются отношением веса или массы жидкости к ее объему:

$$\gamma = G/V = mg/V. \quad (1.1)$$

Учитывая, что масса  $m = \rho V$  и вес  $G = \gamma V = mg$ , объемный вес выражают через массовую плотность и ускорение силы тяжести:

$$\gamma = \rho g. \quad (1.2)$$

Плотность имеет важное значение при расчетах режимов течения жидкости через местные сопротивления, потеря напора в которых обусловлена, в основном, ускорением жидкости, т. е. перепад давления зависит от плотности

$$\Delta P = \rho U^2/2, \quad (1.3)$$

где  $U$  — скорость потока.

Объемный вес (весовая плотность) зависит от температуры жидкости

$$\gamma_t = \gamma_{20^\circ\text{C}} / (1 + \beta \Delta t), \quad (1.4)$$

где  $\beta$  — коэффициент объемного расширения (табл. 1.1).

Температурная поправка на 1°С (коэффициент объемного расширения) для различных плотностей нефтепродуктов

Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Поправка на 1°С	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Поправка на 1°С
750...760	0,000831	800...810	0,000765
760...770	0,000818	810...820	0,000752
770...780	0,000805	820...830	0,000738
780...790	0,000792	830...840	0,000725
790...800	0,00778	840...850	0,000712

Аналогично для приведения плотности нефтепродуктов, замеренной при любой температуре, к плотности при 20°С пользуются формулой

$$\rho^{20} = \rho^t + \beta (t \pm 20). \quad (1.5)$$

Б. *Вязкость жидкости*, под которой понимается, сопротивление жидкости деформации сдвига, определяется из уравнения, выражающего закон жидкостного трения Ньютона:

$$\mu = T/F \frac{du}{dy}, \quad (1.6)$$

где  $\mu$  — коэффициент динамической (абсолютной) вязкости жидкости, Н·с/м<sup>2</sup>;

$T$  — касательное напряжение;

$F$  — площадь рассматриваемого слоя жидкости или стенки, соприкасающейся с ней;

$du/dy$  — градиент скорости.

Отношение динамической вязкости к плотности жидкости

$$\nu = \mu/\rho \quad (1.7)$$

называется коэффициентом кинематической вязкости.

В. *Растворимость газов в жидкости* зависит от свойств жидкости и газа и в большей степени от давления:

$$V_r = kV_{ж}(P_2/P_1), \quad (1.8)$$

где  $V_r$  — объем растворенного газа, отнесенный к атмосферному давлению и температуре, равной 0°С;

$k$  — коэффициент растворимости газа;

$V_{ж}$  — объем жидкости;

$P_1$  и  $P_2$  — начальное и конечное давление газа, находящегося в контакте с жидкостью.

Коэффициент растворимости воздуха при температуре  $+20^{\circ}\text{C}$  в трансформаторном масле 0,0828; в АМГ-10 0,1038; в керосине 0,127 и в воде 0,16. Растворимость кислорода в 1,82 раза больше, чем азота — этим объясняется повышенное на 40—50% содержание кислорода, растворенного в жидкости, по сравнению с атмосферным воздухом.

Г. Давление (упругость) насыщенных паров жидкостей — установившееся в замкнутом пространстве давление пара, находящегося в равновесии с жидкостью. В реальных условиях в баках ЛА давление насыщенных паров углеводородных жидкостей зависит от фракционного состава жидкости, ее температуры, соотношения объемов паровой и жидкой фаз, количества растворенного воздуха и формы поверхности. Для углеводородных топлив и масел принято определять упругость паров при соотношении объемов жидкой и паровой фаз 1/4, температуре  $100^{\circ}\text{F} = 37,8^{\circ}\text{C}$  и в статических условиях (по Рейду). Керосины при температуре  $+20^{\circ}\text{C}$  имеют значения давления 10 (Т—1) и 35 (РТ) гПа.

#### 1.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ИНЕРЦИОННЫЕ ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ЖИДКОСТНЫХ МАГИСТРАЛЯХ

Наибольшая протяженность системы и наибольшие расходы жидкости наблюдаются в топливных магистралях ЛА, поэтому гидравлические характеристики рассмотрим на примере топливной системы. Гидравлические и инерционные потери давления в топливной магистрали определяются суммой потерь между подкачивающими насосами первой (топливные баки) и второй (двигатель) очереди:

$$\Delta P_1 = P_1 - P_2 = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} \pm \Delta P_{\text{ин}}, \quad (4.9)$$

где  $\Delta P_{\text{тр}}$  — потери на трение;

$\Delta P_{\text{м}}$  — потери, обусловленные местными сопротивлениями;

$\Delta P_{\text{ин}}$  — инерционные потери;

$P_1$  и  $P_2$  — давление в начале и в конце магистрали.

##### 1.4.1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

Потеря напора на трение при турбулентном режиме течения ( $2300 < \text{Re} < 8000$ ) жидкости рассчитывается по выражению, получасному из уравнения Пуазейля:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda (l/d) (\rho V^2/2), \quad (1.10)$$

где  $\lambda$  — коэффициент сопротивления трения, определяемый по полуэмпирической формуле Блазиуса

$$\lambda = 0,3164 \operatorname{Re}^{-0,25};$$

$l$  и  $d$  — соответственно длина и диаметр трубопровода ( $\bar{l} = l/d$  — калибр);

$V$  — среднее значение скорости движения жидкости;

$\nu$  — коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  определяется по номограммам или таблицам в зависимости от  $\nu$  и  $V$  для конкретных диаметров. С достаточной для практики точностью для жидкостных магистралей с  $d > 6$  мм и  $2300 < \operatorname{Re} < 80000$  можно принять  $\lambda = 0,025$ . Тогда выражение (1.10) примет вид

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,025 \bar{l} (\rho V^2/2). \quad (1.11)$$

При расчетах жидкостных систем с низким давлением и особенно потоков жидкости со свободной поверхностью обычно пользуются понятием напора  $H$  в единицах столба жидкости. Для несжимаемой жидкости потери напора  $H$  и давления  $\Delta P$  связаны зависимостью

$$H = \Delta P / \rho g. \quad (1.12)$$

Для приближенных расчетов потерь напора в гибких шлангах при турбулентном режиме течения можно принимать  $\lambda_{\text{ш}} \approx 1,3\lambda$  и в гибких металлических рукавах  $\lambda_{\text{мр}} \approx 1,9\lambda$ .

При движении потока через агрегаты и арматуру системы происходит его деформация и изменение скорости и направления движения. Этот вид потерь энергии жидкости называется *местными гидравлическими потерями*:

$$\Delta P_{\text{м}} = \xi (\rho V^2/2), \quad (1.13)$$

где  $\xi$  — коэффициент местного сопротивления, показывающий, какая часть скоростного напора расходуется на преодоление данного местного сопротивления (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Средние значения коэффициентов местного сопротивления

Участок магистрали	$\xi$
Вход в бак из трубопровода	1
Выход из бака в трубопровод	0,5
Обратный клапан	1,7...2,0
Кран запорный	1,0...2,5
Угольник с поворотом под прямым углом	0,2...0,4
Соединение дюритовое	0,2...0,3
Фильтр сетчатый	1,5...2,5
Расходомер	7...10

Для случая, когда отсутствуют инерционные потери, можно записать

$$\Delta P_r = (\lambda l + \xi) (\rho V^2/2) = \Sigma \xi (\rho V^2/2), \quad (1.14)$$

где  $\Sigma \xi$  — суммарный коэффициент гидравлического сопротивления всей магистрали.

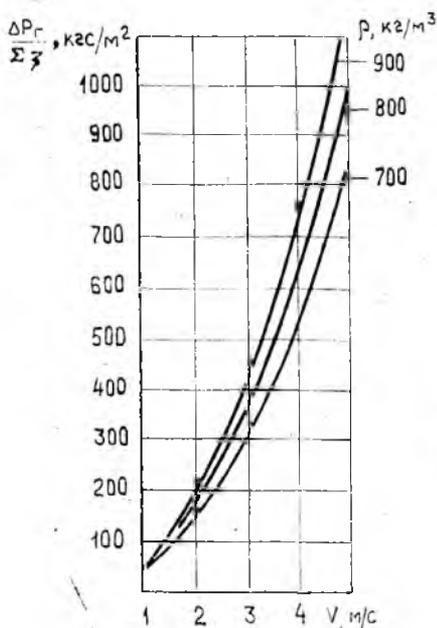


Рис. 1.1. Зависимость динамического давления от скорости потока и плотности жидкости

Из выражения

$$\Delta P_r = \rho Q^2/2 F_{\text{экв}}^2 \quad (1.17)$$

можно определять гидравлические потери давления как суммарные, так и на любом участке магистрали при различных подачах насоса.

Следует иметь в виду, что простое суммирование потерь на различных участках магистрали допустимо лишь в том случае, если расстояние между местными сопротивлениями будет больше участка, необходимого для стабилизации потока после прохождения им каждого местного сопротивления. Длина  $l_{\text{ст}}$  участка стабилизации подсчитывается по выражению

Отношение  $\Delta P_r / \Sigma \xi$  называется *динамическим давлением*. При увеличении скорости динамическое давление возрастает в соответствии с аналитической зависимостью пропорционально плотности топлива (рис. 1.1). Из энергетических соображений оптимальными считаются скорости потока 2...3 м/с.

На основании уравнения (1.14) можно написать

$$V = \sqrt{2 \Delta P_r / \rho \Sigma \xi} \quad (1.15)$$

или

$$Q = VF = F \sqrt{2 \Delta P_r / \rho \Sigma \xi}$$

$$Q = F_{\text{экв}} \sqrt{2 \Delta P_r / \rho} \quad (1.16)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения трубопровода;

$Q$  — подача насоса;

$F_{\text{экв}}$  — площадь сечения эквивалентного трубопровода.

$$l_{ст} = 0,69 Re^{0,25} d, \quad (1,18)$$

где  $d$  — внутренний диаметр трубопровода.

Местные сопротивления с учетом этих условий стремятся располагать на расстояниях  $l \geq (10...20)d$ .

Для последовательно соединенных магистралей

$$\sum \Delta P_r = \Delta P_{r1} + \Delta P_{r2} + \dots$$

и с учетом последнего уравнения

$$1/\sum F_{экр}^2 = 1/F_{экр1}^2 + 1/F_{экр2}^2 + \dots \quad (1,19)$$

При параллельном соединении магистралей подачи суммируются

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + \dots,$$

тогда

$$\sum F_{экр} = F_{экр1} + F_{экр2} + \dots \quad (1,20)$$

Реальные топливные системы в случае максимально возможного расхода топлива с минимальной температурой имеют  $\Delta P_r \leq 0,1...0,2 \text{ кг/см}^2$ . Отметим, что гидравлические потери обратно пропорциональны диаметру трубопровода в пятой степени: подставляя значение  $V = Q/F = 4Q/\pi d^2$  в уравнение (1,10), имеем

$$\Delta P_{тр} = \lambda(l/d) (\rho/2) (16 Q^2/\pi^2 d^4). \quad (1,21)$$

На отрезке магистрали от насоса высокого давления до форсунки гидравлические потери снижают давление топлива на 5—10%  $P_{т \max} = (0,90...0,95) P_n$ .

#### 1.4.2. ИНЕРЦИОННЫЕ ПОТЕРИ

При криволинейном полете и полете с ускорением на топливо действуют силы инерции, изменяющие его положение в баках. В этом случае оголяются заборные штуцеры, увеличиваются нагрузки на стенки баков и элементы системы. В трубопроводах в зависимости от направления действия ускорения инерционные силы могут либо препятствовать движению жидкости, либо увеличивать напор, создаваемый насосами. Соответственно в уравнении (1,9) последний член  $\Delta P_{ин}$  будет иметь знак либо «+», либо «-».

Давление от инерционной силы определяют отношением силы  $ma$  к площади проходного сечения трубопровода:

$$\Delta P_{ин} = ma/F. \quad (1,22)$$

Заменяя  $a = ng$ ,  $m = V\rho = lF\rho$ , где  $n$  — коэффициент перегрузки;  $l$  — длина проекции рассматриваемого участка на направление действия перегрузки, получаем:

$$\Delta P_{ин} = \rho g n l. \quad (1.23)$$

Для магистрали в целом инерционные потери записываются в виде суммы инерционных потерь отдельных участков, расположенных по различным осям координат:

$$\begin{aligned} \sum \Delta P_{ин} &= \Delta P_{ин}^x + \Delta P_{ин}^y + \Delta P_{ин}^z = \\ &= \rho g (n_x \sum l_x + (n_y - 1) \sum l_y + n_z \sum l_z). \end{aligned} \quad (1.24)$$

Значения коэффициентов  $n$  определяются из аэродинамического расчета ЛА, результатов продувок и летных испытаний.

Наибольшие по величине перегрузки наблюдаются по оси  $Y$ , по в этом случае длина трубопроводов наименьшая. Перегрузки по осям  $X$  и  $Z$  невелики, но суммарные длины проекций на эти оси большие.

### 1.4.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР В ЖИДКОСТНЫХ МАГИСТРАЛЯХ

*Гидравлический удар* — это резкое повышение давления в напорном трубопроводе при внезапном торможении потока. Точнее, гидравлический удар представляет собой затухающий колебательный процесс, возникающий в трубопроводе с капельной жидкостью при внезапном изменении ее скорости. Чаше всего он появляется при быстром закрытии или открытии крана управления потоком. Впервые гидравлический удар исследован в 1898 году Н. Е. Жуковским.

Стадии возникновения гидравлического удара показаны на рис. 1.2.

В конце трубы, по которой жидкость движется со скоростью  $V_0$ , производится мгновенное закрытие крана (рис. 1.2,а). Скорость частиц жидкости, натолкнувшись на кран, равна нулю ( $V=0$ ), а их кинетическая энергия переходит в работу деформации стенок трубы и объема жидкости. Стенки трубы растягиваются, а жидкость сжимается в соответствии с повышением давления  $\Delta P_{уд}$ . На частицы жидкости у крана набегают соседние частицы, которые тоже теряют скорость, в результате сечение  $n-n$  перемещается вправо со скоростью  $C$ , называемой *скоростью ударной волны*. Переходная область, в которой давление изменяется на величину  $\Delta P_{уд}$  (сечение  $n-n$ ), называется *ударной волной*.

Когда ударная волна дойдет до резервуара, жидкость окажется остановленной ( $V=0$ , рис. 1.2,б) во всей трубе, а стенки трубы растянутыми, ударное повышение давления  $\Delta P_{уд}$  распространится на всю трубу. Такое состояние не является устойчивым. Под действием перепада давления  $\Delta P_{уд}$  жидкость устремится из трубы в резервуар (рис. 1.2,в). Теперь сечение  $n-n$

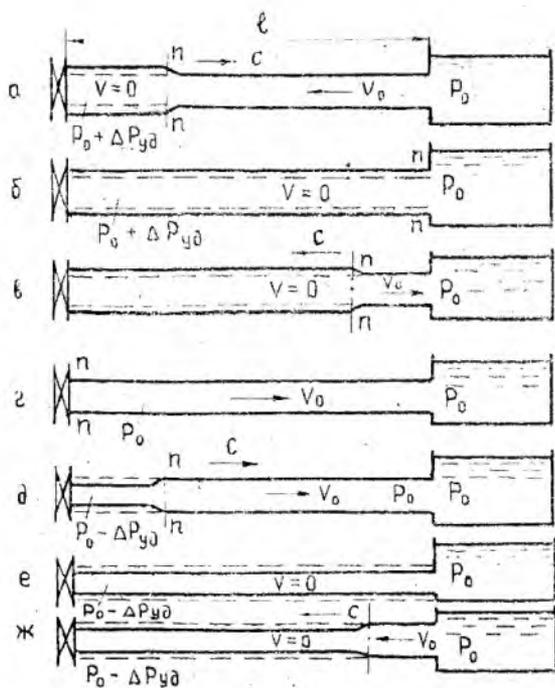


Рис. 1.2. Стадии гидравлического удара

перемещается в обратном направлении — к крану с той же скоростью  $C$ , оставляя за собой выравненное давление  $P_0$ .

Жидкость и стенки трубы предпологаются упругими, поэтому они возвращаются в прежнее состояние, соответствующее давлению  $P_0$ . Работа деформации полностью переходит в кинетическую энергию, и жидкость в трубе приобретает первоначальную скорость  $V_0$ , но направленную теперь в противоположную сторону (рис. 1.2,г).

С этой скоростью «жидкая колонна» стремится оторваться от крана. В результате возникает отрицательная ударная волна с давлением  $P_0 - \Delta P_{уд}$ , которая движется от крана к резервуару со скоростью  $C$ , оставляя за собой сжавшиеся стенки трубы и расширившуюся жидкость, что обусловлено снижением давления (рис. 1.2,д,е). Кинетическая энергия жидкости вновь переходит в работу деформаций, но противоположного знака, и процесс повторяется (рис. 1.2,ж).

Так образуется несколько динамических циклов с постепенным уменьшением  $\Delta P_{уд}$  из-за трения в трубе и рассеяния энергии в резервуаре (рис. 1.3). Уровень гидравлического удара

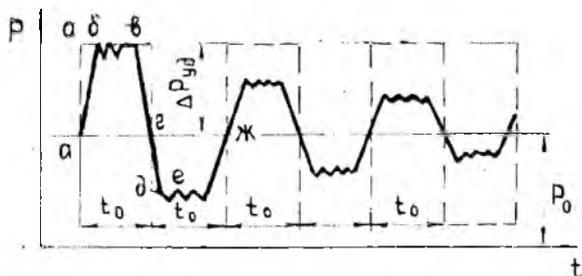


Рис. 1.3. Измерение давления жидкости у крана по времени (для стадий гидроудара, показанных на рис. 1.2).

$\Delta P_{уд}$  определяется на основании теоремы об изменении количества движения потока жидкости в единицу времени в элементарном объеме трубы длиной  $dx$  (рис. 1.4). Здесь  $dx$  — перемещение ударной волны на время  $dt$ .

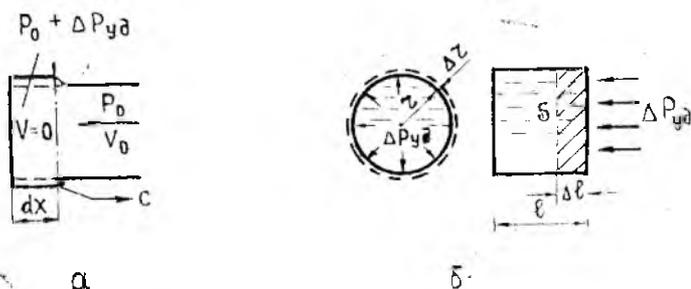


Рис. 1.4. Перемещение ударной волны за время  $dt$  (а); схема деформации трубы и жидкости (б)

Применив эту теорему, получим зависимость

$$[(P_0 + \Delta P_{уд}) - P_0]S = S\rho(V_0 - 0)(dx/dt); \quad (1.25)$$

где  $S$  — площадь поперечного сечения трубы;

$\rho$  — плотность жидкости.

В левой части этого выражения — сумма внешних сил, действующих на объем жидкости на участке трубы длиной  $dx$ , в левой части — изменение количества движения потока жидкости в рассматриваемом объеме в единицу времени.

Из выражения (1.25) находят зависимости для определения скорости распространения ударной волны  $C$  и повышения давления в трубе  $\Delta P_{уд}$  (уровень гидравлического удара)

$$C = dx/dt = \Delta P_{уд} (1/\rho V_0), \quad (1.26)$$

$$\Delta P_{уд} = \rho V_0 C. \quad (1.27)$$

Зависимость (1.27) называется *формулой Жуковского*.

Скорость распространения ударной волны вдоль трубопровода (скорость распространения звука в данной жидкости и трубе) определяется по формуле

$$C = \sqrt{E \delta / (E \delta + \epsilon D)}, \quad (1.28)$$

где  $D$  и  $\delta$  — диаметр и толщина стенок трубы;

$E$  и  $\epsilon$  — модули упругости материала стенок трубы и жидкости.

Формула Жуковского справедлива для случая очень быстрого закрытия крана

$$t_{зак} < t_0 = 2l/C, \quad (1.29)$$

здесь  $t_0$  — период одного колебательного цикла (фаза гидравлического удара).

Если  $t_{зак} < t_0$ , то имеет место удар наибольшей силы — *прямой гидравлический удар*. При  $t_{зак} > t_0$  возникает *непрямой гидравлический удар*, при котором ударная волна, отразившись от резервуара, возвращается к крану раньше, чем он будет полностью закрыт. При этом давление  $\Delta P^1_{уд}$  будет повышаться меньше, чем  $\Delta P_{уд}$  при прямом ударе. Ориентировочно это снижение оценивается формулой

$$\Delta P^1_{уд} / \Delta P_{уд} = t_0 / t_{зак}, \quad (1.30)$$

где  $\Delta P^1_{уд} = \Delta P_{уд} (t_0 / t_{зак}) = \rho V_0 C (2l / C t_{зак}) = \rho V_0 (2l / t_{зак})$ .

В начальный период закрытия крана расход почти не меняется. Лишь после того, как абсолютное давление за клапаном приблизится к давлению, близкому к упругости паров жидкости, расход начнет падать. Т. е., действительное перекрытие трубопровода происходит за существенно меньшее время, чем время полного перемещения заслонки крана  $t_{действ} = t_{зак} (0,2 \dots 0,5)$ . Таким образом, величина гидравлического удара

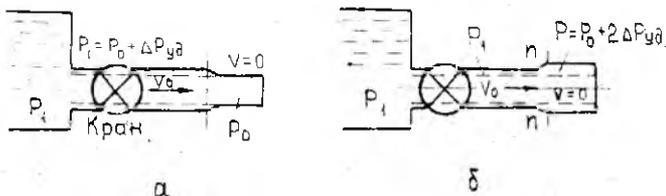


Рис. 1.5. Схема тупиковых трубопроводов

в трубопроводе в 2...5 раз больше по сравнению со значением  $\Delta P_{уд}$ , определяемым формулой (1.30).

В тупиковом трубопроводе (рис. 1.5, а, б) ударное давление может увеличиться в два раза. Под *ударным давлением* здесь понимают резкое повышение давления в трубопроводе, обусловленное внезапным подключением к источнику высокого давления. В этом случае в трубопроводе (за счет возникшей после резкого включения сосуда большого объема или насоса скорости  $V_0 = \Delta P_{уд}/\rho C$  и торможения этой скорости до нуля в тупике) возникает новая, отраженная волна давления, направленная к крану. За фронтом этой волны давление в трубопроводе по сравнению с первоначальным  $P_0$  возрастает на  $2 \Delta P_{уд}$ , а скорость движения жидкости  $V = 0$ .

## II. ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ ЛА

### 2.1. НАЗНАЧЕНИЕ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ. ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

Топливные системы предназначены для размещения необходимого запаса топлива на борту ЛА и бесперебойной подачи его в двигатели при всех возможных режимах и условиях их работы. Топливные системы являются комплексами самостоятельных систем (магистралей), объединенных общими требованиями, предъявляемыми к гидротазовым системам, и конкретными требованиями, предъявляемыми к топливным системам.

В состав комплекса входят системы: питания двигателей топливом; дренажа и наддува топливных баков; автоматической централизованной заправки; автоматического управления расходом топлива; автоматического измерения количества топлива; откачки остатков топлива из дренажных бачков, остатков топлива из баков и трубопроводов; охлаждения других бортовых систем (масла в масляной системе двигателя, радиоэлектронной аппаратуры, воздуха в системе кондиционирования, подшипников турбины на некоторых двигателях и др.); управления центровкой ЛА; балансировочной перекачки топлива; управления отдельными элементами двигателя (например, створками сопла); аварийного слива топлива.

Наличие этого комплекса обусловлено следующими конкретными требованиями, предъявляемыми к топливным системам.

1. Надежное питание двигателей топливом на всех режимах полета ЛА. Для некоторых типов ЛА при неработающих насосах 1-й ступени подкачки должно осуществляться бесперебойное питание двигателей топливом до высоты 6...8 км.

2. Пожарная безопасность двигателя, его систем и ЛА в целом.

3. Живучесть системы питания двигателей топливом.

4. Обеспечение необходимой дальности полета с учетом резервного запаса топлива на 45 мин полета.

5. Автоматическая и максимальная выработка топлива из баков в заданной последовательности с сохранением центровки ЛА в допустимом диапазоне, с автоматической балансировочной

перекачкой синхронно с изменением положения центра тяжести ЛА.

6. Аварийный слив топлива в полете для ЛА, имеющих ограничения по посадочному весу или центровке.

7. Полный слив топлива на земле из всех элементов системы.

8. Автоматическая централизованная (т. е. закрытая) заправка ЛА с общей емкостью топливных баков более 5000 л с подачей не менее 28 л/с и скоростью движения по трубопроводам не более 7 м/с за время не более 10 мин.

9. Надежный и удобный контроль за работой топливной системы на земле и в полете.

## 2.2. ЗАПАС ТОПЛИВА, РАЗМЕЩЕННОГО НА ЛА

Масса топлива  $M_T$  составляет примерно 30...60% взлетной массы  $M_{взл}$  современного ЛА. В связи с ростом требований, предъявляемых к ЛА по продолжительности, скорости и высоте полета за последние годы наблюдается тенденция к увеличению их взлетной массы с одновременным увеличением запаса топлива на борту. Например, на самолете Ан-2  $M_T/M_{взл}=0,19$ ; на Ил-14 и Ту-4 — 0,4; на дозвуковых Ил-62 и Ил-76 — 0,5. Для сверхзвуковых самолетов В-58 и «Конкорд»  $M_T/M_{взл} = 0,55 \dots 0,60$ .

Запас топлива на борту ЛА определяется суммой следующих составляющих:

$M_{пр}$  — масса топлива, необходимого для выполнения программы полета;

$M_з$  — масса топлива, расходуемого двигателем в процессе запуска, опробования и рулежки;

$M_m$  — масса топлива, расходуемого на выполнение маневров в зоне аэродрома и в случае неблагоприятных атмосферных условий (встречный ветер, обход грозового фронта и др.);

$M_{рп}$  — резерв посадки (повторный заход на посадку, ожидание в воздухе разрешения на посадку, уход на запасной аэродром);

$M_{но}$  — масса невырабатываемого остатка топлива в баках и трубопроводах;

$M_n$  — потери массы топлива на испарение.

Таким образом, запас топлива на борту ЛА равен:

$$M_T = M_{пр} + M_з + M_m + M_{рп} + M_{но} + M_n = A_T M_{пр}. \quad (2.1)$$

Коэффициент  $A_T$  зависит от типа ЛА, программы полета и ха-

рактирует резервный запас топлива, необходимый для обеспечения требуемого уровня безопасности полетов. По зарубежным данным для самолетов истребителей  $A_T = 1,07 \dots 1,10$ ; у транспортных, в том числе и сверхзвуковых,  $A_T = 1,20 \dots 1,21$ . При проектировании силовых установок и их эксплуатации необходимо стремиться к уменьшению невырабатываемого остатка путем конструктивных мероприятий и увеличения точности топливомеров и расходомеров. Организационно-технические мероприятия, например замена рулежки буксировкой, позволяют сокращать количество топлива, затрачиваемого для рулежки. Необходимо совершенствовать работу диспетчерской службы систему управления полетами, повышать точность прогнозирования погоды. Эти меры способствуют сокращению резервного запаса  $M_{рп}$ , уменьшению его расхода, увеличению коммерческой загрузки ЛА.

### *2.3. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ СОВРЕМЕННОГО ЛА И НАЗНАЧЕНИЕ ЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ*

В силовых установках ЛА с современными ТРД (ТВД) питание двигателей топливом осуществляется принудительной подачей его с помощью насосов. Наиболее общей является схема с насосами подкачки первой и второй ступеней (НП1 и НП2) перед насосом высокого давления (НВД), последовательно обеспечивающих бескавитационную работу магистралей питания двигателей топливом. Подкачивающие насосы НП1 устанавливаются в расходных баках, НП2 — на двигателе перед НВД.

К преимуществам такой схемы относятся:

меньшая суммарная масса и мощность НП1 и НП2 по сравнению с одним насосом, обеспечивающим потребное давление на входе в НВД;

меньшее давление на участке от расходного бака до НП2, что уменьшает вес магистрали и упрощает герметизацию стыков;

режим работы НП1 можно регулировать, поддерживая необходимое давление перед НВД;

определенный порядок включения НП1 обеспечивает выработку топлива из баков либо по заданной программе, либо по команде экипажа в соответствии с аварийной обстановкой.

В числе недостатков можно отметить:

постоянное увеличение веса, габаритов и мощности насосов в связи с ростом тяги современных двигателей;

необходимый подвод энергии для привода во вращение насосов;

повышенная пожарная опасность при размещении насосов в баках.

Принципиальную схему топливной системы (рис. 2.1) и назначение составляющих ее элементов рассмотрим подробнее.

Надтопливное пространство баков (на схеме № 2 и 3), в том числе заправляемых через заливную горловину или систему централизованной заправки, сообщается с атмосферой через дренажную систему. Такая выработка топлива называется *открытой*. Дренажная система должна исключить накопление конденсата воды и топлива — в некоторых конструкциях это обеспечивается пространственной петлей со сливом конденсата из нижней точки через жиклер.

Бак № 2—очередной, последовательно соединенный с расходным баком № 3. Перекачка топлива осуществляется центробежными перекачивающими насосами (ПН) с приводом от пневматической турбины. Пунктирная магистраль с обратным клапаном между баками № 2 и 3 показывает возможную установку межбакового клапана, позволяющего топливу самотеком перетекать из очередного бака 2 в расходный 3 как при заправке системы топливом, так и при его выработке.

Обратные клапаны, установленные после ПН и двух НП1, определяют направление движения топлива (что особенно важно при выработке его по программе, обеспечивающей центровку ЛА) при двух и более параллельно работающих НП1, в случае выхода одного из них и при открытии крана перекрестного питания (КПП). Клапаны устанавливаются в выходном патрубке насоса для уменьшения объема топлива между клапанами и насосом. При эволюции ЛА возможен отлив топлива от насоса и заполнение освободившегося объема воздухом, который в дальнейшем может пойти в двигатель с топливом.

Определение количества топлива в баках и аварийного остатка осуществляется топливомером (с учетом плотности заправляемого топлива) с индуктивными сигнализаторами предельных уровней и емкостными датчиками (на схеме Н/П: Н — уровень, П — показывающий).

Внутрибаковые или внебаковые центробежные насосы первой ступени подкачки создают необходимое давление на входе в НП2 (второй ступени подкачки), установленный на двигателе для обеспечения бескавитационной работы топливной системы двигателя.

Сигнализаторы давления (на схеме  $P/Cг$ :  $P$  — давление,  $Cг$  — сигнализатор), установленные за НП1, оповещают экипаж об окончании выработки топлива из очередных баков,

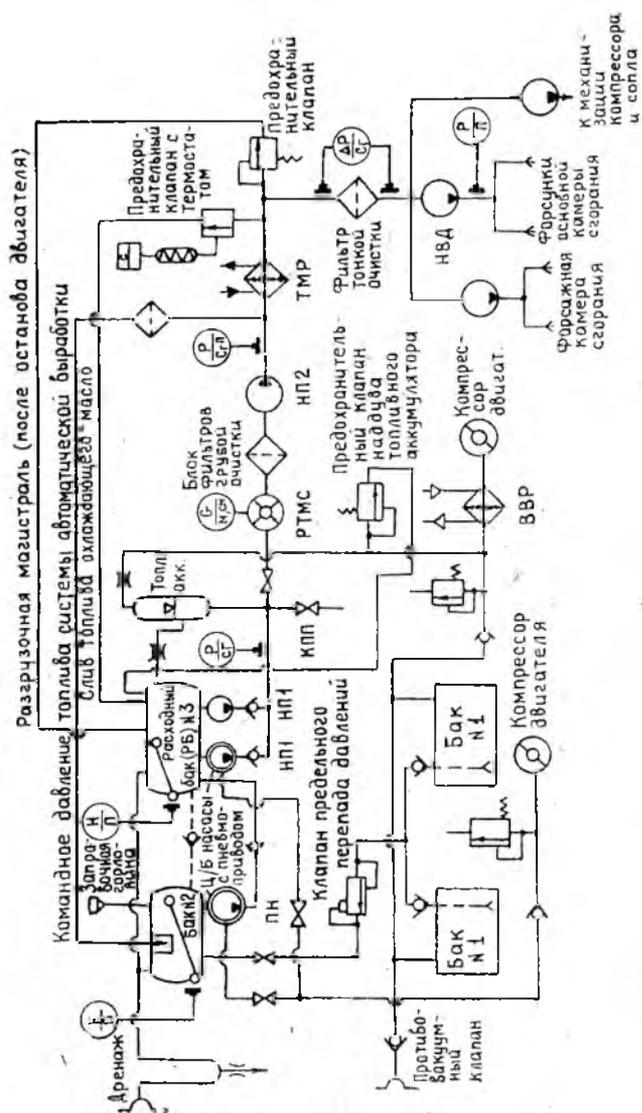


Рис. 2.1. Принципиальная обобщенная схема топливной системы современных ДА: бак №1 — выработка топлива вытеснением; бак №2 — принудительная выработка топлива ПН; бак №3 — принудительная выработка топлива подающими насосами ПНП

о предельной заправке и работоспособности баковых насосов. Датчики сигнализаторов отрегулированы на минимальное давление, которое может быть заметно ниже номинального в случае применения топлива с пониженной плотностью или при значительном повышении его температуры. Учитывая характеристику центробежного насоса (п. 2.11), можно сказать, что с уменьшением плотности топлива увеличивается его объемный расход — это приводит к уменьшению напора. При включении насоса и появлении в системе небольшого избыточного давления ( $< 20 \text{ кН/м}^2$ ) на пульте загорается зеленая (желтая) лампочка.

Топливный аккумулятор обеспечивает кратковременную (в течение 5 с) подачу топлива к НП2 при действии околоуловных и отрицательных перегрузок (при отливе топлива от заборного устройства НП1 в случае эволюции ЛА) и отвод из участка топливной магистрали между НП1 и НП2 воздуха, выделяющегося из топлива особенно интенсивно при больших скоростях или захваченного насосом из надтопливного пространства бака при отливе топлива. Воздух, пройдя через топливную полость аккумулятора, по дренажной трубке с жиклером вместе с постоянным потоком топлива отводится в топливный бак (реже в дренажный трубопровод).

Объем топливной полости аккумулятора определяется секундным расходом топлива через двигатель  $Q_{\text{дв}}$  по линии перепуска  $Q_{\text{пер}}$  и временем работы аккумулятора  $t_{\text{ак}}$  при уменьшении давления перед НП2:

$$V_{\text{т}} = (Q_{\text{дв}} + Q_{\text{пер}}) t_{\text{ак}}. \quad (2.2)$$

Полный объем аккумулятора

$$V_{\text{в}} = 1,58 V_{\text{т}}. \quad (2.3)$$

Давление в воздушной полости соответствует максимальному расходу топлива двигателем

$$\Delta P_{\text{ак}} = \frac{\rho_1 Q_{\text{дв}}^2}{2 F^2} \sum \xi, \quad (2.4)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения топливной магистрали.

Из соображений надежности наддув аккумулятора выполняется нерегулируемым, и избыток воздуха из системы наддува сбрасывается в атмосферу.

Для предохранения от несвоевременного опорожнения топливного аккумулятора перепад давлений на НП1 должен быть

$$\Delta P_{\text{нп1}} \geq \Delta P_{\text{ак}} + \Delta P_{\text{в}}, \quad (2.5)$$

где  $\Delta P_v$  — величина потерь в воздушной системе от аккумулятора до расходного бака.

Выражения (2.2) — (2.5) верны для случая установки топливного аккумулятора у НП1. В других случаях необходимо учитывать потери в топливной магистрали от НП1 до аккумулятора.

При установке аккумулятора необходимо увеличить потребляемую мощность НП1 для сохранения необходимого расхода топлива через двигатель.

Пожарный кран (ПК) перекрывает подачу топлива в двигатель в нормальных и аварийных ситуациях. Кран устанавливается за противопожарной перегородкой двигателя таким образом, чтобы количество топлива на участке топливной магистрали ПК—НВД было минимальным, что особенно важно в случае аварийного останова двигателя.

Расходомеры (РТМС — расход топлива мгновенный, суммарный) измеряют расход топлива в единицу времени и с помощью интегрирующего устройства в большинстве случаев показывают не израсходованное, а остающееся количество топлива. Расходомеры мгновенного расхода чаще используются на многомоторных ЛА, где необходимо поддерживать работу двигателей на одинаковых режимах.

Блок фильтров грубой очистки, установленный перед НП2, удерживает частицы размером 15...20 мкм.

Подкачивающий насос второй степени выполняется с приводом от двигателя. В большинстве реальных конструкций это — центробежный насос, в редких — коловратный. Задача насоса — обеспечение бескавитационной работы НВД. Работа НП2 контролируется сигнализатором давления и манометром.

Топливо-масляный радиатор (ТМР) служит для охлаждения масла в масляной системе двигателя. В некоторых случаях, если суммарный подогрев топлива в магистрали от бака до выхода из форсунки двигателя меньше 100°C, повышенная температура топлива улучшает дисперсность распыла, благоприятно сказывается на процессе горения и предохраняет топливные фильтры от обмерзания. При температуре топлива 100°C интенсивно протекающие процессы пиролиза и предпламенного окисления приводят к закоксовыванию форсунок и резкому увеличению светимости факела пламени. Лучистый теплообмен приводит к перегреву элементов конструкции камеры сгорания, турбины и форсунок.

Если топлива для питания двигателя требуется меньше, чем для охлаждения масла, то избыток его по перепускной магистрали через предохранительный клапан с термостатом возвращается в бак.

Повышенное давление топлива после останова двигателя стравливается в топливный бак по разгрузочной магистрали через предохранительный клапан.

Топливный фильтр тонкой очистки (10...15 мкм) обеспечивает необходимую чистоту топлива на входе в НВД (насос — регулятор НР). Его состояние регулируется сигнализатором перепада давления. В некоторых выполненных конструкциях по этому сигналу в магистраль питания двигателей топливом после ИП-1 подается жидкость И или ТГФ, поскольку главной причиной засорения фильтра является замерзающая вода, находящаяся в топливе.

Насос высокого давления объемного типа — плунжерный или шестеренчатый с приводом от вала двигателя. Обычно НВД объединяется с комплексом элементов автоматического и ручного управления подачей топлива в двигатель на всех режимах и высотах полета в единый агрегат (регулятор основной камеры сгорания). Работа его контролируется манометром.

На принципиальной схеме (см. рис. 2.1) показана система дополнительных (подвесных) баков (баки № 1) с выработкой топлива из них вытеснением и система подвода сжатого воздуха от компрессора двигателя для обеспечения работы пневмопривода ПН и одного ИП1. Источником сжатого газа для выработки топлива из баков могут быть бортовые баллоны с сжатым воздухом, азотом, другим нейтральным газом или компрессор двигателя. В последнем случае воздух, имеющий высокую температуру, охлаждается в воздухо-воздушном радиаторе (ВВР) забортным воздухом или в турбохолодильнике (ТХУ).

## *2.4. СПОСОБЫ ВЫРАБОТКИ ТОПЛИВА ИЗ БАКОВ*

Выработка топлива из баков на ЛА осуществляется следующими способами:

принудительной подачей его в магистраль питания двигателя или расходный бак подкачивающими или перекачивающими насосами или вытеснением (выдавливанием) сжатым газом; самотеком.

### *2.4.1. ВЫРАБОТКА ТОПЛИВА ПОДКАЧИВАЮЩИМИ ИЛИ ПЕРЕКАЧИВАЮЩИМИ НАСОСАМИ*

Этот способ получил наибольшее распространение. Применение в топливных системах тех или иных насосов определяется

эксплуатационными и конструктивными особенностями ЛА, в том числе количеством, расположением и объемом баков, а также расходом, порядком выработки и температурой топлива. При этом существует оптимальный в массовом и энергетическом отношении тип привода насоса.

Наибольшее применение получили системы с центробежными электроприводными насосами постоянного или переменного тока. Последние являются частью внутрибаковых насосных агрегатов в связи с широким использованием баков-кессонов (баков-отсеков, впервые появившихся в реальных конструкциях в 1934 г. на самолете АНТ-25 и на Ил-4 в 1938 г.). Электрический привод, работающий на постоянном токе, используется на самолетах Ан-42, Ан-24 и Ан-26, для питания вспомогательной силовой установки (ВСУ) самолета Ту-154, применялся на самолетах Ту-114, Ту-104, Ан-10, Ту-124, Ил-18 и многих зарубежных самолетах. Насосы с электродвигателями переменного тока используются на Ту-154, Ил-62, Ил-76, Ил-86, Ту-144, «Конкорд», С-10 и др.

Для питания двигателей с большими расходами топлива в некоторых случаях применяются насосы с приводом от воздушной («Лайтнинг» IA, ДАССО «Бальзак», «Дуглас» А4Д, «Сейбр», ВАС 221) или гидравлической (ХВ-70 «Валькирия», «Конкорд») турбины. На некоторых зарубежных и отечественных самолетах применяются насосы с приводом от гидромотора, работающего от бортовых гидросистем.

При положительном поперечном  $V$  крыла, низком, по отношению к топливным бакам, расположением двигателей и в качестве вспомогательной системы перекачки в последнее время находят применение струйные насосы («Трайдект» IE, «Фоккер F-28» «Феллоушип» и др.).

#### 2.4.2. ВЫРАБОТКА ТОПЛИВА ВЫТЕСНЕНИЕМ

Вытеснение топлива из баков сжатым воздухом или нейтральным газом применяется для выработки топлива из небольших по емкости топливных баков (подвесные сбрасываемые баки самолетов, подвесные дополнительные баки самолетов и вертолетов, баки-кессоны в крыльях малого удлинения). Схема системы выработки вытеснением показана на нижней части принципиальной схемы топливной системы (рис. 2.1).

Надтопливное пространство в этих баках изолировано от окружающей атмосферы, таким образом, происходит закрытая выработка топлива.

К преимуществам такого способа относится:  
большая высота полета;

отсутствие насосов и системы подвода энергии к ним;  
отсутствие дренажной системы;  
возможность регулирования расхода изменением давления наддува;

отсутствие потерь топлива на испарение в высотных условиях.

Однако большой вес нагруженных баков и малая живучесть при повреждении системы являются серьезными недостатками.

Величина давления воздуха, подаваемого в бак, и гидравлические характеристики трубопровода, соединяющего его с расходным баком, подбирают исходя из условия обеспечения потребного темпа перекачки топлива. В общем случае давление наддува в подвесном баке  $\Delta P_{пб}$  определяется давлением наддува расходного бака  $\Delta P_{рб}$  (или бака, в который происходит перекачка), потерями давления на статический подъем, определяемый высотой столба топлива от дна подвесного бака до уровня топлива в расходном баке, а также на гидравлическое сопротивление трубопровода  $\Delta P_{г}$ :

$$\Delta P_{пб} = \Delta P_{рб} + \Delta P_{ст} + \Delta P_{г}. \quad (2.6)$$

На маневренных самолетах в трубопроводе выработки топлива из подвесного бака устанавливается инерционный клапан, перекрывающий трубопровод при отрицательных вертикальных перегрузках. По окончании выработки топлива из подвесного бака воздух из него стравливается через расходный бак. Так как давление наддува подвесного бака в 2—3 раза превышает давление наддува расходного бака, стравливание воздуха происходит в виде прорыва в расходный бак воздушного пузыря. При этом резко повышается давление, способное разрушить расходный бак. В случае отказа в работе системы автоматического управления порядком выработки топлива при открытом положении крана перепуска топлива из подвесного бака в расходный, топливо через систему наддува (дренажную систему) расходного бака будет выбрасываться за борт.

Минимально возможное давление в подвесном баке определяется режимом быстрого снижения ЛА с задресселированными двигателями, когда воздух из компрессора для наддува баков почти не поступает. В этом случае в системе подвесного бака устанавливается противовакуумный клапан (см. рис. 2.1), открывающийся при падении давления в баке ниже атмосферного.

#### 2.4.3. ВЫРАБОТКА ТОПЛИВА САМОТЕКОМ

Выработка топлива из баков самотеком в качестве основной схемы применяется на ЛА со сравнительно маломощными

поршневыми двигателями, где потребное давление топлива на входе в насос невелико. При этом баки располагаются выше двигателя. Высотность таких систем не превышает 5000 м (Ан-2, Як-12, Ил-12, Ми-1, Ка-15, Ка-18). На самолетах с ГТД, расположенными ниже топливных баков, в аварийной обстановке, например при отказе насосов НП1, питание двигателя может быть обеспечено самотеком (Ан-10, Ан-12, Ан-24, Ил-76, Ил-86 и др).

## 2.5. СХЕМЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ БАКОВ К МАГИСТРАЛЯМ ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Схема системы подачи топлива к двигателям определяется количеством, размерами, конструкцией и размещением топливных баков, количеством двигателей и их компоновкой на ЛА, типом ЛА и его назначением. Наибольшие по объему баки, например мягкие резиновые, при значительном их количестве, достигающем нескольких десятков на многомоторных самолетах, объединяются в группы с общими заправочными и расходными устройствами и соединяются межбаковыми клапанами, определяющими направление движения топлива, и дренажной системой.

Присоединение баков или групп баков к магистралям питания двигателей осуществляется параллельно или последовательно. При параллельном (рис. 2.2, а) присоединении баков

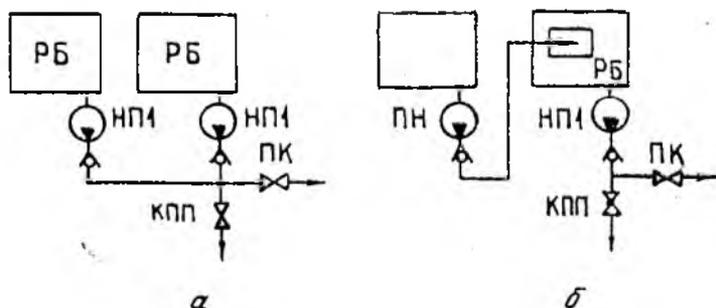


Рис. 2.2. Параллельное (а) и последовательное (б) присоединение баков к магистрали питания двигателей топливом

(групп баков) каждый бак является расходным. Это позволяет осуществлять выработку топлива по любой программе, что особенно важно для поддержания центровки ЛА в заданном диапазоне при аварийной обстановке. Наличие нескольких расход-

ных баков (РБ) повышает живучесть системы. К недостаткам относится большое число подкачивающих насосов, имеющих большую мощность и больший вес по сравнению с насосами перекачки при последовательном соединении баков, большую длину трубопроводов, находящихся под повышенным давлением, и, соответственно, их больший вес. Это создает дополнительные трудности в обеспечении надежности систем. По такой схеме выполнены топливные системы самолетов Ан-10, Ан-12, Ту-104, Ту-114, «Трайдект», «Каравелла», Шорт «Белфаст», Шорт «Скайвен», ВАС 111 и др.

Последовательное соединение (рис. 2.2.б) баков применяется в схемах с количеством расходных баков, равным или меньшим количества двигателей. Такая схема используется на многих гражданских и маневренных самолетах: Ли-2, Ил-18, Ил-62, Ан-24, Ту-124, Ту-134, Ту-154, Ту-144, МиГ-17, Су-7 и др. Схема имеет меньшую длину трубопроводов под повышенным давлением (после НП), меньшую массу перекачивающих насосов (НП), но и меньшую живучесть (в случае выхода из строя расходного бака) и более сложное управление выработкой, особенно при выходе из строя отдельных элементов топливной системы. На принципиальной схеме топливной системы ЛА (см. рис. 2.1) показано последовательное соединение баков № 1 с баком № 2 и с выработкой топлива вытеснением, и последовательное же соединение бака № 2 с расходным баком № 3 с принудительной подачей его перекачивающим центробежным насосом (НП).

## 2.6. СИСТЕМЫ ПЕРЕКАЧКИ ТОПЛИВА

### 2.6.1. КЛАССИФИКАЦИИ СИСТЕМ

Системы последовательного соединения баков по выполняемым функциям подразделяются на основные, вспомогательные и балансировочные. К *основной* относится система перекачки топлива из очередных баков в расходный, питающий двигателя ЛА. *Вспомогательные системы* предназначены для откачки топлива из дренажных бачков, выработки остатков топлива из баков и трубопроводов с целью уменьшения невыработываемого остатка. *Балансировочная система* перекачки топлива на сверхзвуковых самолетах способствует обеспечению устойчивости и управляемости ЛА на различных режимах полета.

Основные требования, предъявляемые к системам перекачки, следующие:

автоматическое управление перекачкой;

максимально возможная выработка топлива из баков по заданной программе на всех режимах полета;  
 оптимальные энергетические и массовые характеристики;  
 эксплуатационная технологичность систем;  
 достаточная надежность систем.

Основные системы перекачки подразделяются на схемы с прямой, перекрестной перекачкой и с общим расходным баком. Во всех случаях схемы могут быть лучевыми и коллекторными.

### 2.6.2. ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА С ПРЯМОЙ ПЕРЕКАЧКОЙ

Баки топливной системы ЛА объединены в группы по числу расходных баков (рис. 2.3). Расходный бак обеспечивает пита-

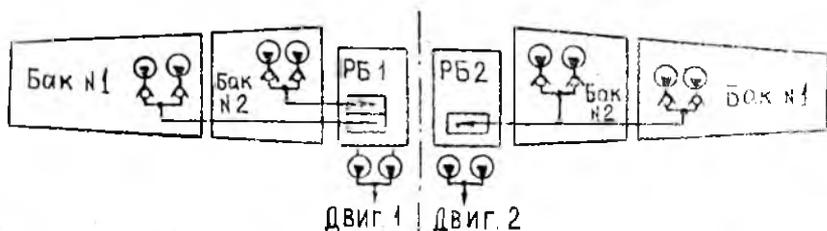


Рис. 2.3. Схемы прямой перекачки топлива: слева — лучевая; справа — коллекторная

ние топливом одного двигателя. Расход топлива из очередного бака на длительных режимах работы равен расходу топлива через двигатель. Производительность перекачивающих насосов равна или максимальному, или несколько меньшему расходу двигателя из расчета допустимого снижения уровня топлива в расходном баке при кратковременных максимальных расходах двигателя.

Последовательность выработки определяется автоматической системой, работающей от индуктивных сигнализаторов уровня, или клапанами, управляемыми по уровню топлива поплавковыми датчиками, расположенными на различных уровнях. Недостатком схем с прямой перекачкой является невозможность выработки топлива из очередного датчика при отказе клапана перекачки в расходном баке и неравномерность температуры топлива, поступающего к двигателям сверхзвуковых самолетов из разных расходных баков.

Такая схема применяется на самолетах Ан-24, Ан-25 и дру-

### 2.6.3. ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА С ПЕРЕКРЕСТНОЙ ПЕРЕКАЧКОЙ

Выработка топлива из каждого очередного бака в системе с перекрестной перекачкой производится во все расходные баки одновременно (на рис. 2.4 в два расходных бака, по числу дви-

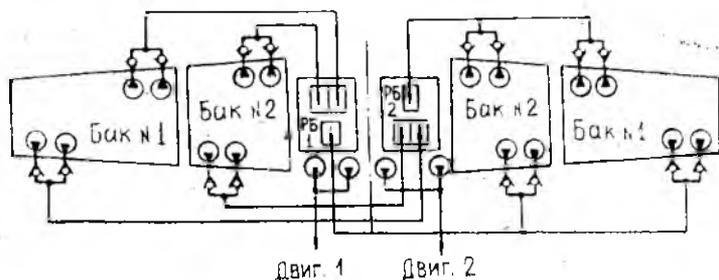


Рис. 2.4. Схема перекрестной перекачки топлива: слева — лучевая; справа — коллекторная

гателей). Надежность выработки при такой системе повышается благодаря подключению нескольких расходных баков. При отказе одного расходного бака питание двигателей осуществляется через край перекрестного питания, и при этом выработка из очередных баков не прекращается. При отказе одного из насосов (группы насосов) очередного бака может быть нарушена центровка из-за изменения темпа и порядка выработки топлива. Температура топлива при сверхзвуковом нагреве в очередных баках ниже, чем в системе с прямой перекачкой, поскольку выработка происходит быстрее во столько раз, сколько расходных баков (и двигателей) установлено на ЛА.

Лучевая схема выполнена на самолете «Конкорд», коллекторная на ДС-10.

### 2.6.4. ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА С ОБЩИМ РАСХОДНЫМ БАКОМ

Топливо из очередных баков перекачивается в общий расходный бак, питающий топливом несколько двигателей (рис. 2.5). Преимуществом таких систем для сверхзвуковых самолетов является получение более низких температур в расходном баке и одинаковой температуры для всех двигателей. Количество топлива, поступающего из симметричных очередных баков в расходный, в такой системе может быть неодинаковым из-за раз-

личия гидравлических характеристик магистралей, перекачивающих насосов, элементов системы регулирования расходом и гидростатических уровней топлива в баках. В связи с этим

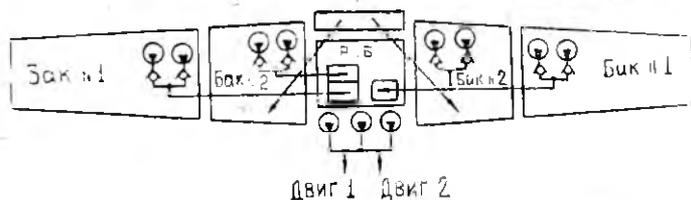


Рис. 2.5. Топливная система с общим расходным баком

появляется необходимость пропорционирования расхода топлива — это главный недостаток схемы с общим расходным баком.

К основным преимуществам систем с общим расходным баком можно отнести следующие:

схемы обладают повышенной надежностью, поскольку при выходе из строя очередных баков работа двигателей обеспечена расходными баками, защиту которых легче обеспечить путем бронирования или протектирования;

в последней рассмотренной схеме один расходный бак легче оборудовать специальными устройствами для бесперебойного питания двигателей при полете ЛА на фигурах высшего пилотажа и при отрицательных перегрузках и автоматическими устройствами, обеспечивающими определенный порядок выработки топлива.

По схеме с общим расходным баком выполнены топливные системы самолетов Ту-154, Як-40 и других.

### 2.6.5. ТИПЫ СХЕМ ПЕРЕКАЧКИ

Рассмотренные схемы перекачки классифицируются по типам: *лучевые* (левые части рис. 2.3—2.5), в которых перекачивающие насосы очередных баков соединены с расходными отдельными трубопроводами, и *коллекторные* (правые части на рис. 2.3—2.5), в которых очередные баки соединены с расходными общими коллекторами перекачки.

Общим преимуществом всех лучевых схем является отсутствие непосредственных связей очередных баков, что исключает возможность перетекания топлива при нарушении герметичности трубопроводов при отказе обратных клапанов. В числе недостатков можно отметить следующие:

значительное увеличение сухой массы системы;  
 возможный большой невыработываемый остаток топлива  
 в трубопроводах;

сложная система управления выработкой топлива.

Коллекторные схемы лишены этих недостатков.

Общим недостатком коллекторных схем является возможность перетекания топлива между баками при стоянке и в полете в случае отказа обратного клапана на коллекторе перекачки

## 2.7. СИСТЕМЫ ДРЕНАЖА И НАДДУВА ТОПЛИВНЫХ БАКОВ ЛА

### 2.7.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИИ СИСТЕМ ДРЕНАЖА

Открытая выработка топлива из баков определяется наличием соединения надтопливного пространства с атмосферой системой дренажа. Главные задачи дренажной системы — обеспечение бескавитационной работы насосов НП или ПН до заданной высоты полета и сохранение формы мягких или прочности тонкостенных металлических баков. Эти задачи решаются путем создания избыточного давления в надтопливном пространстве баков с помощью профилированных воздухозаборников, расположенных в зоне повышенного давления, или сжатого газа от компрессора двигателя, баллона или газогенератора.

В связи с этим системы дренирования надтопливного пространства баков могут быть с приемом воздуха из атмосферы или с приемом газа от источников повышенного давления. Поскольку функции системы дренажа и наддува принципиально не отличаются, их рассматривают как единую систему, работающую на разных режимах.

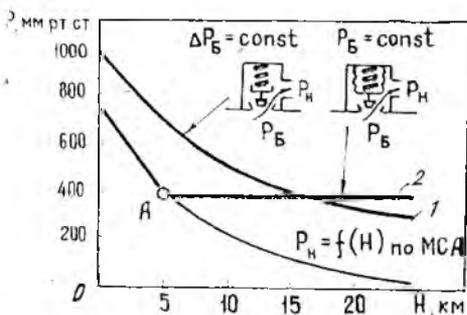


Рис. 2.6. Зависимости давления в баках ЛА от способа регулирования наддува при изменении высоты полета: 1 — с постоянным перепадом давления; 2 — с постоянным давлением наддува

работе высоты системы дренажа подразделяются на системы, поддерживающие постоянное избыточное давление  $\Delta P_0 = \text{const}$  в баке и постоянное, минимально потребное давление  $P_0 = \text{const}$  (рис. 2.6). Эти схемы регулирования наддува определяются установкой в системе дренажа соответствующих предохранительных клапанов — постоянного перепада давления (рис. 2.6, кривая 1) и постоянного давления (рис. 2.6, кривая 2).

### 2.7.2 ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА И РАБОТА ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ДРЕНАЖА И НАДДУВА

На рис. 2.1 (см. п. 2.2) показана дренажная система с приемом воздуха из атмосферы, объединяющая несколько баков. Такая схема обеспечивает поддержание в них одинакового давления и предотвращает выливание топлива через воздухоприемные патрубки при эволюциях ЛА. Роль гидравлического затвора выполняет пространственная петля.

Рассмотрим наиболее оптимальный, в отношении сокращения затрат воздуха и потерь топлива, вариант системы наддува с заданными и поддерживаемыми разными давлениями в осредном (подвесном) и расходном баках. Такой подход отражает общие закономерности проектирования подобных систем и работы составляющих их элементов. Подобные системы используются на ЛА с большим расходом топлива.

Схема системы с разными давлениями наддува баков, поддерживаемыми предохранительными клапанами (рис. 2.7), представляет последовательное соединение баков с принудительной выработкой топлива вытеснением (бак № 1) и насосами подкачки первой ступени НП1 (РБ).

Источником сжатого воздуха является компрессор двигателя. Воздух для наддува баков, для уменьшения вероятности образования взрывоопасных смесей и возникновения пожара охлаждается в ВВР. Давление в баке РБ за редукционным клапаном низкого давления обеспечивает бескавитационную работу насосов НП1 первой ступени подкачки. За редукционным клапаном высокого давления (система бака № 1) поддерживается давление, преодолевающее противодействие в РБ с учетом гидравлических потерь в топливной магистрали от бака № 1 до РБ.

При выработке топлива вытеснением (см. 2.4.2) наиболее сложным и ответственным является момент окончания перекачки топлива из подвесного бака — с последними порциями топлива в РБ возможен прорыв больших объемов воздуха под повышенным давлением при отказе клапана перекрытия подачи воздуха, установленного в баке № 1. Это объясняется тем, что потери напора в соединительном топливном трубопроводе при

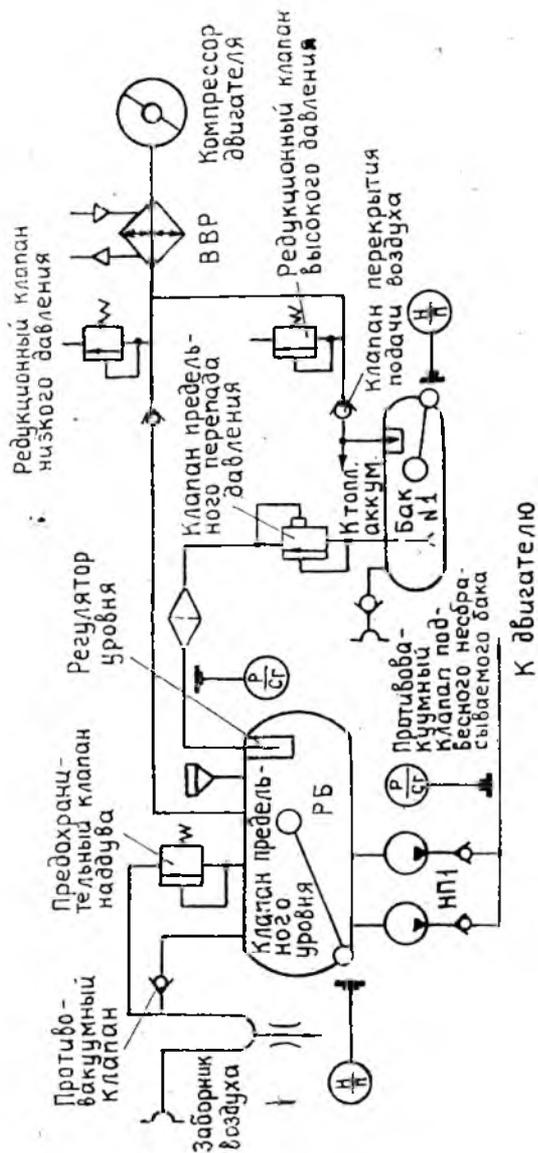


Рис. 2.7. Принципиальная схема системы наддува с заданными давлениями в подвесе и расходе по топливным бакам

прохождении воздуха значительно меньше, ввиду его меньшей, чем при прохождении топлива, плотности и вязкости.

На выходе из ВВР устанавливается обратный клапан, предотвращающий попадание топлива и его паров в компрессор двигателя при резком снижении или пикировании ЛА с остановленным двигателем, поскольку наддув баков на этом режиме осуществляется только за счет скоростного напора (с небольшим подпором со стороны авторотирующего компрессора), поступающего через заборник забортного воздуха и противовакуумный клапан, открывающийся при избыточном давлении не более  $0,05 \text{ кгс/см}^2$ .

Элементами защиты системы от разрушения при повышении давления являются воздушный предохранительный клапан РБ, устройства с малым гидравлическим сопротивлением для топлива и большим для воздуха и их комбинации.

Поддержание постоянного перепада давлений при наддуве осуществляется предохранительным клапаном (см. рис. 2.6, кривая 1). Однако следует помнить, что на больших высотах полета избыточное давление практически определяет абсолютное давление в баках. На малых высотах заданный перепад, т. е. избыточное давление, перепруживает баки. Дополнительно баки нагружаются большими инерционными силами при маневрировании ЛА.

Лучшие условия для работы топливных баков создаются при использовании предохранительных клапанов наддува, поддерживающих постоянное потребное давление (рис. 2.6, кривая 2). Главным чувствительным элементом клапана является вакуумная анероидная коробка, реагирующая только на изменение давления. Анероид, сжимая пружину, удерживает клапан открытым до высоты, соответствующей заданному абсолютному давлению в баке (точка А на рис. 2.6). При дальнейшем наборе высоты клапан закрывается и поддерживает постоянное заданное давление в баке.

Максимально допустимый перепад давлений  $(\Delta P_{\text{б}})_{\text{мах}}$ , определяемый прочностью бака, должен быть больше предельного давления  $(P_{\text{кл}})_{\text{мах}}$  открытия предохранительного клапана наддува с учетом величины допуска  $\delta P_{\text{кл}}$  на его регулировку:

$$(P_{\text{б}} - P_{\text{н}})_{\text{мах}} = (\Delta P_{\text{б}})_{\text{мах}} \geq (P_{\text{кл}})_{\text{мах}} + \delta P_{\text{кл}}. \quad (2.7)$$

В свою очередь давление в баке должно быть больше потребного давления перед насосом:

$$P_{\text{б}} > P_{\text{потр}} = P_{4/1} + \Delta P_{\text{кав}} + P_{\text{рг}}, \quad (2.8)$$

где  $P_{4/1}$  — давление насыщенных паров топлива;

$\Delta P_{\text{кав}}$  — кавитационный запас;

$P_{рн}$  — запас давления, учитывающий влияние растворенных газов и  $P_{кл} > P_{рк} + \delta P_{рк}$  редукционного клапана.

Если из условий бескавитационной работы насосов в баке необходимо обеспечить давление  $P_б = 0,525$  кгс/см<sup>2</sup> (400 мм рт.ст.), то для нормальной работы системы на высоте 15 км ( $P_{н} = 0,119$  кгс/см<sup>2</sup> = 90 мм рт.ст.) редукционный клапан низкого давления (см. рис. 2.7) должен быть отрегулирован на перепад  $\Delta P_б = 0,525 - 0,119 = 0,406$  кгс/см<sup>2</sup> (310 мм рт.ст.). С учетом допуска на регулировку клапана  $\delta P_{рк} = 0,05$  кгс/см<sup>2</sup>

$$P_{рк} = 0,575 \pm 0,05 \text{ кгс/см}^2,$$

т. е. давление срабатывания редукционного клапана, обеспечивающего наддув бака на половину допуска, превышает значение  $P_б$  из условий бескавитационной работы насосов ( $0,525 \pm 0,05$ ).

Предохранительный клапан наддува, работая совместно с редукционным, должен, защищая систему, открываться при давлениях более высоких, чем наибольшие за редукционным клапаном на величину допуска  $P_{кл} = P_{рк} + 2 \delta P_{рк} \pm \delta P_{рк} = 0,675 \pm 0,05$  кгс/см<sup>2</sup>. Конструкция бака должна с учетом допусков выдерживать давление  $P_{б пр} = 0,775 \pm 0,05$  кгс/см<sup>2</sup>. Таким образом, при потребном давлении в баке  $P_б = 0,525$  кгс/см<sup>2</sup> его конструкция должна выдерживать перепад

$$(\Delta P_б)_{\max} = P_{б пр} - P_{н} = 0,775 - 0,119 = 0,656 \text{ кгс/см}^2.$$

Из этого примера видно, что допуск на срабатывание элементов автоматики системы дренажа существенно влияет на прочность и, соответственно, массу топливного бака.

Размещение предохранительного клапана в начале или конце магистрали наддува через гидравлическое сопротивление воздушных участков трубопроводов влияет на величину фактического давления в баках.

Для сохранения необходимого перепада между расходным баком и топливным аккумулятором выходной канал предохранительного клапана наддува аккумулятора соединяют с надтопливным пространством бака (см. рис. 2.1). Этим достигается требуемое для срабатывания топливного аккумулятора давление в особых условиях эксплуатации, например при шкировании самолета с двигателем, работающим на малой частоте вращения.

Оценка возможного повышения давления в последовательно вырабатываемых баках производится следующим образом. В расчете принимается, что бак № 1 (см. рис. 2.7) — баллон емкостью  $V_1$  наполнен воздухом с абсолютным давлением  $P_1$ . Свободный от топлива и заполненный воздухом объем маги-

отрали и расходного бака  $V_{рб}$  находится под рабочим давлением  $P_{рб}$ . После перетекания воздуха из бака № 1 в РБ в системе установится общее давление  $P_{уст}$ . Среднее значение силы, действующей на стенки баков, до наступления равновесного значения давления и после него (при условии изотермического характера процессов перетекания и расширения воздуха) запишем в виде равенства

$$\frac{1}{2} \left( P_1 \frac{V_1}{d_{усл}} + P_{рб} \frac{V_{рб}}{d_{усл}} \right) = \frac{1}{2} \left( P_{уст} \frac{V_1}{d_{усл}} + P_{уст} \frac{V_{рб}}{d_{усл}} \right),$$

где  $d_{усл}$  — обобщенный диаметр условного баллона, при котором объемы  $V_1$  и  $V_{рб}$  равны объемам воздушных полостей соответствующих баков.

После преобразования найдем относительное повышение давления в системе после выравнивания давлений в баках:

$$P_{усл} = \frac{P_{уст}}{P_{рб}} = \left( \frac{P_1}{P_{рб}} \frac{V_1}{V_{рб}} + 1 \right) / \left( \frac{V_1}{V_{рб}} + 1 \right). \quad (2.9)$$

Из зависимости (2.9) следует, что  $P_{усл}$  тем выше, чем больше отношение свободных объемов  $V_{рб}/V_1$  и абсолютных давлений.

Примем постоянными первоначальные перепады давлений  $\Delta P_{рб} = 0,3 \text{ кгс/см}^2$  и  $\Delta P_1 = 1,5 \text{ кгс/см}^2$  и подсчитаем величины избыточных давлений в системе после выравнивания  $P_{усл}$  для высоты, соответствующей  $P_{н} = 0,2 \text{ кгс/см}^2$ . Из выражения (2.9) для  $V_1/V_{рб} = 0,5; 1,0; 2,0$  имеем  $P_{уст} = P_{н} + \Delta P_{усл} = 1,0; 1,2$  и  $1,3 \text{ кгс/см}^2$  и  $\Delta P_{усл} = 0,7; 0,8$  и  $1,1 \text{ кгс/см}^2$  соответственно, вместо расчетного  $\Delta P_{рб} = 0,3 \text{ кгс/см}^2$ . Отношение свободных объемов  $V_1/V_{рб}$  может принимать большие значения при выработке топлива из бака № 1.

## 2.8. СИСТЕМЫ ЗАПРАВКИ ТОПЛИВОМ ЛА

На ЛА применяется два вида заправки топливом — в наземных условиях и дозаправка в полете. К первому виду относится раздельное заполнение одного или нескольких баков через заливную горловину — *открытая заправка*, ко второму — *закрываемая централизованная заправка* под давлением через один или несколько заправочных штуцеров, расположенных в нижней части ЛА.

### 2.8.1. ОТКРЫТАЯ ЗАПРАВКА ТОПЛИВОМ

Этот вид заправки применяется на легких самолетах с малым числом баков и в качестве резервной на тяжелых ЛА, обо-

рудованных системой централизованной (закрытой) заправки, в случаях отсутствия на аэродромах специальных заправщиков или стационарной системы централизованной заправки и для дозаправки баков до максимально возможной массы топлива на борту ЛА. Время заправки всех баков ЛА открытым способом не должно превышать 10 мин.

Схема заправки открытым способом одновременно двух баков через одну заливную горловину показана на рис. 2.1. Баки № 2 и № 3 соединены последовательно в нижней части (лунктирная линия) межбаковым клапаном, определяющим направление движения топлива из бака № 2 в бак № 3. Условием одновременного заполнения обоих баков является выполнение отношения

$$(V_2 + V_3)/Q_{\text{зап}} = V_3/Q_{2-3}, \quad (2.10)$$

где  $V_2$  и  $V_3$  — заполненные топливом емкости баков;

$Q_{\text{зап}}$  — производительность заправщика;

$Q_{2-3}$  — расход топлива через межбаковый клапан.

Для гарантии своевременного заполнения присоединенного бака № 3 при постоянной разности уровней в заправляемых баках действительная пропускная способность  $Q'_{2-3}$  соединительного трубопровода с межбаковым клапаном должна быть несколько больше:

$$Q'_{2-3} = k Q_{2-3} = k Q_{\text{зап}} (V_3/(V_2 + V_3)), \quad (2.11)$$

где  $k \geq 1$  — коэффициент, зависящий от конструктивной формы баков, их взаимного расположения, соотношения объемов, условий срабатывания межбаковых клапанов и других устройств.

При заправке бака № 2 «под горловину» в баке № 3 останется свободный объем, зависящий от производительности насоса заправщика, гидравлического сопротивления межбакового соединения. Заправка с пониженной скоростью позволяет до минимума сократить свободный объем  $V_{\text{св}}$ . Однако  $V_{\text{св}}$  необходим для компенсации расширения топлива вследствие увеличения его температуры. При заправке нескольких баков через одну заливную горловину для сокращения времени заправки ее устанавливают на баке наибольшего объема.

Открытая заправка при своей простоте обладает рядом таких эксплуатационных недостатков, как:

большое подготовительное время, связанное с маневрированием топливозаправщика, переносом и установкой стремянок и цлангов, открытием и закрытием пробок заливных горловин, заземлением и установкой заправочных пистолетов;

перемещение по поверхности крыла и фюзеляжа обслуживающего персонала и заправочного оборудования, что ведет

к повреждению лакокрасочного покрытия (в зимнее время из-за обледенения этих поверхностей процесс заправки может оказаться опасным для людей);

через открытые заливные горловины возможно попадание пыли, песка, снега, воды и посторонних предметов;

возможен выброс топлива и его паров, что опасно в пожарном отношении, в зимнее время возможно обморожение кожи рук обслуживающего персонала; пролитый керосин способствует разрушению бетонного покрытия.

### 2.8.2. ЦЕНТРАЛИЗОВАННАЯ ЗАПРАВКА

Система закрытой централизованной заправки топливом снизу под давлением состоит из двух автономных частей: наземной и самолетной (рис. 2.8). Наземная часть системы раз-

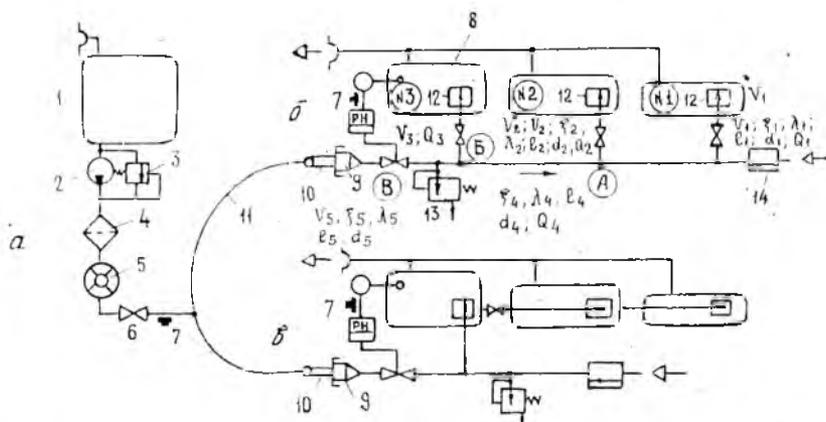


Рис. 2.8. Принципиальные схемы централизованной заправки: а — наземная часть системы; б — параллельное соединение заправляемых баков; в — последовательное соединение заправляемых баков; 1 — бак заправщика; 2 — топливный насос; 3 — перепускной клапан; 4 — фильтр; 5 — расходомер; 6 — кран; 7 — датчик давления; 8 — заправочные баки; 9 — заправочный штуцер; 10 — заправочный наколечник для закрытой заправки; 11 — гибкий шланг; 12 — предохранительный поплавковый клапан предельного уровня; 13 — предохранительный клапан предельного давления; 14 — дренажный клапан системы откачки топлива из трубопровода

мещается на шасси автомашины или является стационарной аэродромной сетью трубопроводов с фильтрами и раздаточными колонками. Самолетная часть системы выполняется с параллельно, последовательно включенными баками заправки и комбинированным соединением. При параллельном и смешанном соединениях возможно одновременное и поочередное заполнение

баков, при последовательном — одновременное. Поочередное заполнение рассчитывается по схеме: насос — неразветвленная магистраль сложением гидравлических потерь последовательно включенных элементов. При одновременной заправке должно выполняться условие пропорциональности объемных подач  $Q$  объемам поданного за время заправки топлива  $V$ :

$$Q_1 = V_1(Q/V); \quad Q_2 = V_2(Q/V); \quad \dots \quad Q_i = V_i(Q/V), \quad (2.12)$$

где  $Q$  и  $V$  — соответственно объемная подача топлива заправщиком и суммарный объем поданного топлива.

Подача топлива при закрытой заправке должна быть не менее  $0,25 \text{ м}^3/\text{с}$  через каждый заправочный штуцер при давлении не более  $0,45 \text{ МПа}$ . Скорость движения топлива по трубопроводам  $5 \dots 25 \text{ м/с}$ .

Поэтапный расчет системы одновременной заправки осуществляется следующим образом. В узле А (см. рис. 2.8) параллельно соединены участки баков № 1 и № 2. Падение давлений в них определяется из выражений

$$P_a - P_{01} = \frac{\rho V_1^2}{2} \left( 1 + \sum \xi_1 + \frac{\lambda_1 l_1}{d_1} \right) - \frac{\rho V_4^2}{2}; \quad (2.13)$$

$$P_a - P_{02} = \frac{\rho V_2^2}{2} \left( 1 + \sum \xi_2 + \frac{\lambda_2 l_2}{d_2} \right) - \frac{\rho V_4^2}{2}. \quad (2.14)$$

При единой дренажной системе  $P_{01} = P_{02}$  и

$$\frac{\rho V_1^2}{2} \left( 1 + \sum \xi_1 + \frac{\lambda_1 l_1}{d_1} \right) = \frac{\rho V_2^2}{2} \left( 1 + \sum \xi_2 + \frac{\lambda_2 l_2}{d_2} \right). \quad (2.15)$$

Выразив скорость  $V$  через расход  $Q$  и диаметр  $d$  трубопровода, с учетом условия (2.12) после преобразований при заданных параметрах первого участка получим

$$d_2^2 = \frac{d_1^2 V_2}{V_1} \sqrt{\frac{1 + \sum \xi_2 + \lambda_2 (l_2/d_2)}{1 + \sum \xi_1 + \lambda_1 (l_1/d_1)}}. \quad (2.16)$$

В узле Б топливо разделяется на два потока с расходами  $Q_3$  и  $Q_4$ , причем поток  $Q_4$  направляется в суммарную емкость  $V_1 + V_2$ . Аналогично определяется квадрат диаметра трубопровода третьего участка.

Полный напор топлива, потребный от насоса заправщика, перед приемным штуцером ЛА в узле В определяется как

$$P_B + \frac{\rho V_2^2}{2} = P_{03} + \frac{\rho V_3^2}{2} \left( 1 + \sum \xi_3 + \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \right) + \frac{\rho V_5^2}{2} \left( \sum \xi_5 + \lambda_5 \frac{l_5}{d_5} \right). \quad (2.17)$$

Подача топлива при закрытой заправке меняется по времени, причем степень неравномерности зависит от места располо-

жения входного штуцера на баке и сжимаемости воздуха в надтопливном пространстве.

Схемы последовательного соединения и комбинированные соединения проще в конструктивном отношении и легче, но требуют большего времени на заполнение сопоставимых объемов.

К недостаткам централизованной системы заправки можно отнести:

увеличение веса топливной системы;

усложнение оборудования системы;

невозможность полной заправки топливом баков вследствие срабатывания клапанов предельного уровня;

при отказе дренажной системы возможно разрушение баков.

### *2.8.3. НАЗЕМНЫЕ СРЕДСТВА ЗАПРАВКИ ЛА ГОРЮЧЕ-СМАЗОЧНЫМИ МАТЕРИАЛАМИ*

Общие сведения. На современных ЛА применяется несколько сортов реактивных топлив, авиабензинов, моторных масел, маслосмесей, гидравлических масел.

Заправка ЛА топливами и маслами производится в минимальные сроки. В связи с этим аэродромы должны иметь современные средства заправки с высокоэффективными системами фильтрации и высокопроизводительными насосными установками.

Заправочные средства базируются на складах горюче-смазочных материалов (ГСМ) и по степени подвижности подразделяются на три типа:

подвижные, смонтированные на шасси автомобилей, полуприцепов, прицепов и специальных тележек (самоходных или передвигающихся на буксире);

полустационарные (сборно-разборные), монтируемые на специальных рамах или шасси, которые перевозятся в разборном виде любым видом транспорта;

стационарные, смонтированные на поверхности земли или под землей.

Подвижные средства заправки классифицируются по виду заправляемой жидкости на топливозаправщики, маслоснаправщики, заправщики спецжидкостями.

По емкости подвижные средства делятся на средства малой (до 5000 л), средней (до 15000 л) и большой емкости (более 15000 л).

Полустационарные и стационарные средства предназначены только для заправки ЛА топливом.

Топливозаправщики. Современные подвижные средства заправки обладают рядом таких положительных качеств,

как маневренность, автономность, способность доставлять топливо к любым местам стоянки ЛА.

Заправка значительно влияет на безопасность и регулярность полетов ЛА. В связи с этим к топливозаправщикам предъявляется ряд требований: необходимая емкость цистерны, производительность системы перекачки, тонкость фильтрации, механизация и автоматизация основных рабочих операций, удобство и простота эксплуатации, маневренность, универсальность, способность заправлять ЛА любых типов.

В состав специального оборудования топливозаправщиков входит цистерна, насосы с приводом, топливные фильтры, трубопроводы с запорно-регулирующей арматурой, контрольно-измерительные приборы, комплект раздаточных рукавов, противопожарное оборудование, устройства для отвода статического электричества и средства радиосвязи. Это позволяет наполнять цистерну топливом, заправлять им баки ЛА, перемешивать топливо в цистерне, перекачивать его из одной емкости в другую, минуя цистерну, отсасывать из раздаточных рукавов после окончания заправки.

Топливозаправщики различных типов имеют одну принципиальную гидравлическую схему (рис. 2.9). Фильтры для очистки

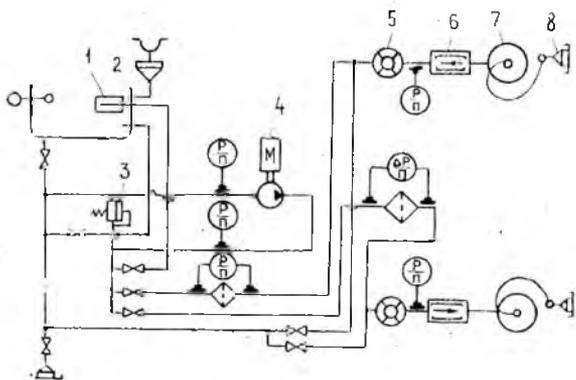


Рис. 2.9. Принципиальная гидравлическая схема топливозаправщика ТЗ-22: 1 — клапан предельного уровня; 2 — заливная горловина; 3 — предохранительный перепускной клапан; 4 — двигатель ГАЗ-51М с центробежным насосом; 5 — расходомер; 6 — гаситель гидроудара; 7 — барабан с раздаточным рукавом; 8 — раздаточный край

топлив, установленные на топливозаправщиках, подразделяются на фильтры грубой очистки (в приемных трубопроводах и перед насосами), задерживающие частицы размером более 100 мкм;

фильтры тонкой очистки (в напорных трубопроводах после расходомеров), задерживающие загрязнения размером более 5-8 мкм, и контрольные фильтры (в раздаточных кранах и напечениках для заправки под давлением), с тонкостью фильтрации 56...60 мкм. Последние предназначены для отделения загрязнений, появившихся вследствие нарушения антикоррозионных покрытий, разрушения резино-тканевых рукавов или нарушения нормальной работы фильтра тонкой очистки. Контрольные фильтры осматриваются перед каждой заправкой.

Системы централизованной заправки ЛА топливом в аэропортах (по сравнению с подвижными системами) обладают следующими преимуществами:

обеспечивают непрерывную заправку одновременно нескольких ЛА;

снижают трудоемкость по внутриаэродромным перекачкам примерно в два раза;

уменьшают стоимость транспортировки топлива по сравнению с топливозаправщиками в среднем в 3—4 раза;

сокращают количество обслуживающего персонала;

создают более благоприятные противопожарные условия из-за отсутствия вблизи ЛА резервуаров с топливом;

улучшают условия для автоматизации и механизации процесса заправки ЛА;

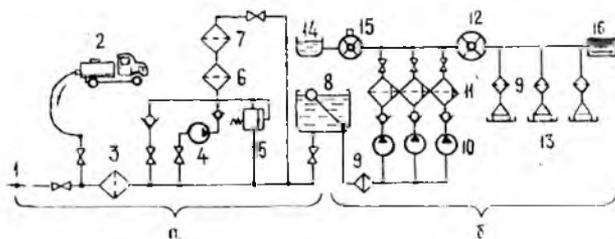


Рис. 2.10. Принципиальная схема наземной системы централизованной заправки: а — присосная группа станции; б — раздаточная; 1 — топливо из железнодорожных емкостей; 2 — топливо из кераснозаправщиков; 3 — сетчатый фильтр; 4 — насос перекачки в расходный резервуар; 5 — перепускной предохранительный клапан; 6 — фильтр грубой очистки; 7 — фильтр тонкой очистки; 8 — расходный резервуар с плавящимся топливозаборником; 9 — фильтр тонкой очистки; 10 — насосы; 11 — фильтры-сепараторы; 12 — расходомер; 13 — гидрантные колонки; 14 — бачок с жидкостью «И»; 15 — расходомер-дозатор; 16 — гаситель гидроударов или гидроамортизатор

уменьшают интенсивности передвижения крупногабаритного автотранспорта по стоянкам ЛА и рудежным дорожкам.

К основным недостаткам систем следует отнести: значительные дополнительные капиталовложения в аэропортах;

каждый тип топлива обеспечивается самостоятельной системой;

заправка осуществляется только на местах, оборудованных системой централизованной заправки.

Технологическая схема системы заправки должна предусматривать выполнение следующих операций (рис. 2.10):

предварительная фильтрация топлива при перекачке его в расходные резервуары;

двойная фильтрация и водоотделение заправляемого в ЛА топлива;

подача топлива под требуемым давлением;

слив топлива из баков ЛА и раздаточных шлангов;

добавление к топливу присадок в определенных соотношениях;

защита оборудования системы от гидроударов.

## 2.9. СИСТЕМЫ СЛИВА ТОПЛИВА

Топливо из баков ЛА сливают как в наземных условиях, так и в полете (аварийный слив). На земле топливо сливают при выполнении некоторых регламентных работ, при замене агрегатов, датчиков и арматуры системы. Аварийный слив топлива применяется перед вынужденной посадкой ЛА в тех случаях, когда его прочностные характеристики ограничивают посадочный вес; перед нормальной посадкой на аэродром с недостаточной длиной посадочной полосы и по соображениям пожарной безопасности в случае посадки с отказавшим шасси, двигателем или системой управления. К аварийному сливу в полете относится и сброс подвесных баков с невыработанным топливом на взлете или в начале полета для полного использования надежных качеств ЛА. Слив топлива может производиться из всех баков (кроме расходных в полете) или только из некоторых. Топливо сливается самотеком, вытеснением воздухом или газом или с помощью баковых насосов. Основными расчетными параметрами для систем слива топлива являются время слива, гидравлические характеристики систем слива и надува (дренирования) топливных баков.

При сливе самотеком вследствие изменения столба топлива расход  $Q = -dV/dt$  является переменной величиной (рис. 2.11). Объем элемента топлива в баке определяется его площадью  $F$  и высотой  $H$ , тогда время слива

$$t = \int_{H_3}^{H_1} \frac{F dH}{Q}. \quad (2.18)$$

Площадь принято считать величиной постоянной. Для бака произвольной формы средняя площадь  $F = V / (H_1 - H_3)$ .

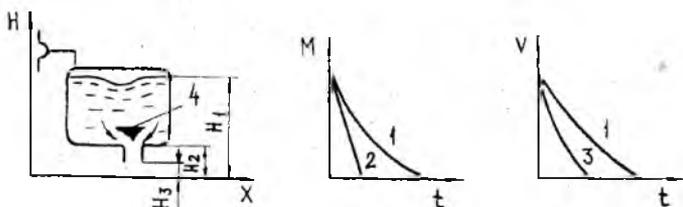


Рис. 2.11. Расчетная схема слива самотеком и изменение слива от времени и способа: 1 — слив самотеком; 2 — слив с насадком И. Е. Ульянова; 3 — слив вытеснением; 4 — насадок конфузорный

Учитывая, что расход через сливной патрубок  $Q = lV$ , где  $l$  — площадь сливного патрубка,  $V = \phi \sqrt{2gH}$  — скорость слива и  $\phi$  — коэффициент скорости (для коротких насадков  $\phi = 0,82$ ), после перемены пределов интегрирования:

$$t = F / (l \phi \sqrt{2g}) \int_{H_3}^{H_1} \frac{dH}{V \sqrt{H}}. \quad (2.19)$$

После интегрирования получаем время слива топлива самотеком

$$t = 0,55 (F/l) (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_3}). \quad (2.20)$$

В случае наддува баков под давлением  $\Delta P_0$ , энергетическая высота столба жидкости увеличивается на величину  $\Delta P_0 / \rho_T g$ , тогда

$$t = 0,55 \frac{F}{l} \left( \sqrt{H_1 + \frac{\Delta P_0}{\rho_T g}} - \sqrt{H_2 + \frac{\Delta P_0}{\rho_T g}} \right). \quad (2.21)$$

Для ускорения слива и уменьшения воронкообразования над сливным штуцером в топливном баке устанавливается конфузорный насадок И. Е. Ульянова с плавным изменением площади проходного сечения и поворотом потока (см. рис. 2.11). На ЛА, не имеющих системы аварийного слива, и для слива из расходных баков используется отсоединенная от двигателя топливная магистраль подкачивающих насосов первой ступени. В случае

применения для слива насосов ИП1 необходимо определять время слива при заданных значениях диаметров сливных магистралей и известных характеристиках насосов. Для различных значений расходов  $Q$  рассчитываем  $\Delta P$  и строим зависимость  $\Delta P = f(Q)$ . На пересечении этой характеристики с характеристикой насоса находим точку, соответствующую конкретному значению  $Q$ . Время слива  $t = V/Q$  получается для конкретных условий.

## 2.10. НАСОСЫ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ

*Насос* — машина, преобразующая механическую энергию в энергию давления жидкости (газа). Насосы, применяемые в топливных системах ЛА, делятся на объемные (или насосы вытеснения), струйные и центробежные. К первым относятся поршневые, коловратные, шестеренчатые, винтовые, плунжерные. Подавляющее большинство объемных насосов имеет механический привод от двигателя. В струйных насосах (эжекторных устройствах) используется энергия потока высоконапорных линий перепуска от основных и форсажных насосов двигателя. Центробежные насосы имеют приводы от вала двигателя, электродвигателя, гидротурбины, гидромотора и пневмотурбопривода.

### 2.10.1. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

В объемных насосах происходит последовательное заполнение всасывающих камер топливом и вытеснение его из них. Изменение объема камер насоса за один оборот называется *рабочим объемом насоса*. Расчетная производительность  $Q_p$  объемного насоса в единицу времени определяется по формуле

$$Q_p = qn = \omega zn, \quad (2.22)$$

где  $q$  — рабочий объем насоса;  
 $\omega$  — рабочий объем одной камеры;  
 $z$  — число камер;  
 $n$  — частота вращения.

Фактическая производительность насоса определяется при конкретных значениях перепада давления в камерах и вязкости жидкости с учетом объемных потерь  $\Delta Q$  (утечек):

$$Q = Q_p - \Delta Q. \quad (2.23)$$

Объемный КПД насоса определяется отношением

$$\eta_{об} = Q/Q_p. \quad (2.24)$$

Напор, создаваемый объемным насосом, подсчитывается по формуле

$$H = (P_{\text{нас}} - P_{\text{вх}}) / \rho g, \quad (2.25)$$

где  $P_{\text{нас}}$  и  $P_{\text{вх}}$  — давление на выходе из насоса и на входе в него.

Мощность, потребляемую насосом, можно подсчитать по известным расходу и перепаду давлений:

$$N = Q \Delta P = Q (P_{\text{нас}} - P_{\text{вх}}). \quad (2.26)$$

Характеристики объемных насосов показаны на рис. 2.12.

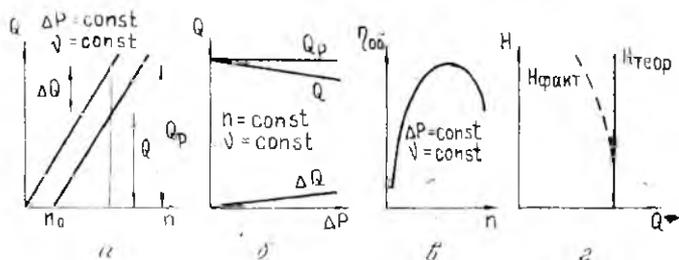


Рис. 2.12. Объемные (а, б и в) и инерционная (г) характеристики объемных насосов

Теоретически все объемные насосы могут создавать неограниченно высокое давление, величина которого определяется соотношением производительности насоса и сопротивления системы. Практически создаваемое ими давление ограничивается прочностью, жесткостью деталей насоса и степенью уплотнения качающего узла. При постоянной частоте вращения и переменном проходном сечении на выходе объемный насос обеспечивает (при отсутствии зазоров) постоянную объемную подачу при переменном давлении. Подача жидкости объемным насосом будет пульсирующей, причем, чем больше число нагнетающих элементов, тем меньшая амплитуда и большая частота пульсаций.

Пульсация давления представляет сложный негармоничный процесс, характер изменения которого различен не только у насосов различных типов, но и у насосов одного типа. Пульсация давления связана с пульсацией подачи, зависимость, вытекающая из теории гидравлического удара,

$$dP = (\rho a/S) dq, \quad (2.27)$$

где  $dP$  и  $dq$  — изменение давления и расхода жидкости в некоторой точке трубопровода;

$\rho$  — плотность жидкости;

$a$  — скорость распространения звука в трубопроводе (см. формулу (1.27);

$S$  — площадь сечения канала.

В пульсациях давления можно выделить ряд составляющих, причем частота высокочастотных составляющих в 10—12 раз выше периодичности работы рабочих камер. Это обусловлено тем, что на пульсации влияют волновые процессы в напорном канале. Пульсации давления могут привести к вибрации и разрушению трубопроводов и элементов агрегатов.

Среднее значение подачи шестеренчатого насоса с достаточной точностью (2...3%) при наиболее распространенном числе зубьев  $z = 8...15$  вычисляется по формуле

$$Q_{\text{ср}} = 2\pi n b m^2 (z + 1), \quad (2.28)$$

где  $b$  — ширина шестерен;

$m$  — модуль зацепления.

Для плунжерного насоса эта величина определяется по формуле

$$Q_{\text{ср}} = \pi d^2 z n D t g \gamma / 4, \quad (2.29)$$

где  $d$  — диаметр плунжера;

$z$  — число плунжеров;

$D$  — диаметр насоса по осям плунжеров;

$\gamma$  — угол наклона шайбы.

Основными преимуществами объемных насосов являются возможность получения больших напоров; независимость расхода от давления подачи; высокий КПД.

К недостаткам можно отнести большой вес и габариты; малые обороты из-за опасности интенсивного износа; пульсирующий поток на выходе, большое количество трущихся деталей.

## 2.10.2. СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

К струйным насосам относятся различного вида эжекторные устройства (рис. 2.13). В основной поток топлива вводится эжектирующий поток топлива с большей скоростью  $C_1$ . В результате обмена количествами движения между потоками в смешительном трубопроводе давление на выходе из насоса повышается. Теорема импульсов запишется в виде

$$G_1 c_1 + G_2 c_2 - (G_1 + G_2) c_0 = F_{\text{л}} (P_{\text{н}} - P_1), \quad (2.30)$$

где  $G_1$  и  $G_2$  — расход эжектирующего и эжектируемого топлива соответственно;

- $c_1$  и  $c_2$  — скорость эжектирующего и эжектируемого топлива;  
 $F_d$  — площадь узкого сечения диффузора в смешительном трубопроводе;  
 $P_{II}$  и  $P_I$  — давление на выходе из насоса и на выходе из эжектора;

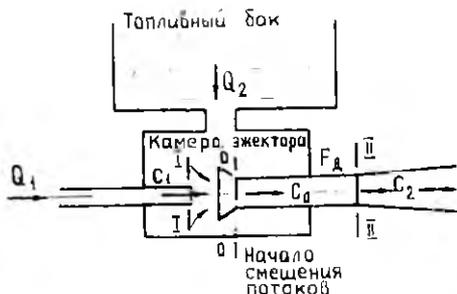


Рис. 2.13. Схема струйного насоса

$$P_1 = P_k - (\rho_2 c_2^2)/2. \quad (2.31)$$

$P_k$  — давление в камере эжектора.

После преобразований получим уравнение перепада давлений на струйном насосе

$$\Delta P_{сш} = \frac{\rho_1 c_1^2}{F_d/F_1} \left[ i - \frac{1 + (G_2/G_1)^2 \rho_1}{(F_0/F_1) \rho_2} \right] + \frac{\rho_1 c_1^2/2 (G_2/G_1)^2 (F_d/F_1 - 2) \rho_1}{F_d/F_1 (F_0/F_1 - 1) \rho_2}. \quad (2.32)$$

При наличии на конце смешительного трубопровода диффузора к уравнению (2.30) добавляется еще один член

$$+ (\varphi - 4\lambda \frac{L}{d_0}) \frac{(i + (\rho_1 c_1^2/2))^2}{F_d/F_1}, \quad (2.33)$$

где  $\varphi$  — коэффициент использования диффузора;

$\lambda$  — коэффициент трения ( $\sim 0,004$ );

$L, d_0$  — длина и диаметр смешительного трубопровода.

К преимуществам струйных насосов относятся конструктивная простота; малый вес; малые габариты.

Недостатками являются малый КПД (наибольшее значение 27%); небольшие напоры; большая вероятность развития кавитации.

Насосы применяются в системе подкачки топлива в двигатель («Трайидент» IE), в системах перекачки топлива (Фоккер F-28, «Феллоушип» и некоторых отечественных), в качестве преднасосов для улучшения кавитационных характеристик центробежных подкачивающих насосов, насосов откачки топлива

из дренажных банков и остатка топлива в баках и трубопроводах, в качестве насоса для контура теплообменников.

### 2.10.3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ (ЛОПАТОЧНЫЕ) НАСОСЫ

Лопаточные насосы в зависимости от значения коэффициента быстроходности подразделяются на пять типов. Под коэффициентом быстроходности  $n_s$  понимается частота вращения эталонного насоса, геометрически подобного во всех элементах рассматриваемому (с тем же гидравлическим и объемным КПД), который создает напор (в технической системе единиц)  $H = 1$  м полезной гидравлической мощностью  $N_r = 1$  л. с. ( $n$  — в об/мин):

$$n_s = 3,65 n (\sqrt{Q}/H^{3/4}). \quad (2.34)$$

Коэффициент  $n_s$  изменяется в пределах от 50 до 1200. Насосы со значениями  $n_s = 50 \dots 600$  называются *центробежными*, с  $n_s = 600 \dots 1200$  — *осевыми* или *пропеллерными*. Первые разделяются на тихоходные, нормальные и быстроходные. Тихоходные насосы ( $50 < n_s < 80$ ) имеют большой напор и небольшую подачу, а быстроходные ( $150 < n_s < 300$ ) — малый напор и большую подачу.

В рабочем колесе насоса, представляющем собой диск с радиальными лопатками, за счет подведенной внешней энергии происходит увеличение потенциальной и кинетической энергии потока жидкости, т. е. напора. Кинетическая энергия потока в выходной части насоса (диффузора) преобразуется в энергию давления путем его торможения. Вид характеристик центробежных насосов приведен на рис. 2.14.

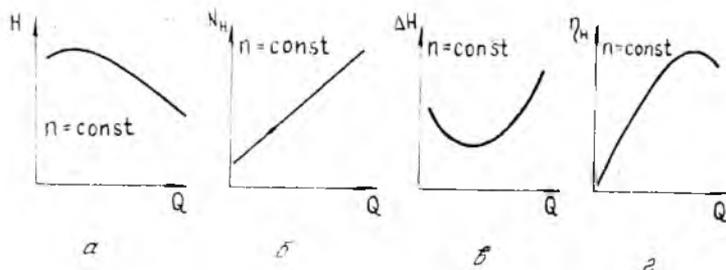


Рис. 2.14. Основные обобщенные характеристики центробежных насосов: а — напора, б — мощности, в — гидравлических потерь и г — полного КПД от расхода

Напор, развиваемый насосом, равен разности полных напоров за насосом и на входе:

$$H = (z_n - z_{вх}) + \frac{P_n - P_{вх}}{\rho g} + \frac{V_n^2 - V_{вх}^2}{2g} \quad (2.35)$$

При  $V_n \approx V_{вх}$  и  $z_n \approx z_{вх}$

$$H = (P_n - P_{вх}) / \rho g \quad (2.36)$$

Потребляемая насосом мощность определяется отношением энергии, передаваемой жидкости, к КПД:

$$N_n = Q \rho g H / \eta_n \quad (2.37)$$

При изменении частоты вращения рабочего колеса основные параметры насоса изменяются в соответствии с соотношениями

$$Q_1 / Q_2 = n_1 / n_2; \quad (2.38)$$

$$H_1 / H_2 = (n_1 / n_2)^2; \quad (2.39)$$

$$N_1 / N_2 = (n_1 / n_2)^3; \quad (2.40)$$

Недостатки лопаточных насосов: неспособность начать работу без предварительной заливки вследствие больших зазоров в качающем узле; небольшая высота всасывания; умеренный КПД ( $\sim 0,6$ ); возможность срыва работы из-за появления кавитации при малых давлениях на входе.

Однако по сравнению с объемными насосами лопаточные насосы обладают рядом следующих преимуществ, что привело к широкому использованию их в топливных системах ЛА: равномерная производительность; минимальное количество подвижных деталей, отсутствие поступательно движущихся элементов; простота обслуживания; большая по сравнению с объемными производительность при одинаковых массе и габаритах; низкая стоимость.

## 2.11. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

### 2.11.1. НАПОРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

Одной из основных характеристик центробежных насосов является зависимость величины напора  $H$  от подачи  $Q$ . Для определения этой зависимости рассматривается движение жидкости в рабочем колесе насоса при следующих условиях:

постоянная частота вращения;

постоянные значения вязкости и плотности жидкости;

гидравлические потери отсутствуют;

лопатки рабочего колеса бесконечно тонкие и количество их равно бесконечности.

Между потоком жидкости и лопатками рабочего колеса осуществляется силовое взаимодействие. Давление и скорость внутри межлопаточного канала определяют по уравнению сохранения энергии (уравнение Бернулли). Для несжимаемой жидкости при условно заторможенном колесе уравнение имеет вид

$$P_1/\rho g + W_1^2/2g = P_2/\rho g + W_2^2/2g = \text{const}, \quad (2.41)$$

где  $P_{1,2}/\rho g$  — энергия давления на входе в колесо и выходе из него соответственно;

$W_{1,2}^2/2g$  — кинетическая энергия потока на входе и выходе из колеса;

$W$  — скорость относительного движения.

В уравнении (2.41) выражение  $(W_1^2 - W_2^2)/2g$  представляет собой изменение кинетической энергии. Оно показывает, что повышение давления может быть достигнуто торможением потока в относительном движении. Если колесо вращается, то жидкость приобретает дополнительную энергию, равную работе центробежных сил

$$L = \int_{r_1}^{r_2} m \omega^2 r dr = m \omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} = m \frac{U_2^2 - U_1^2}{2}, \quad (2.42)$$

где  $\omega^2 r$  — центростремительное ускорение;

$U$  — скорость переносного движения (движения жидкости с колесом).

Работа центробежных сил при перемещении 1 кг жидкости ( $m = 1/g$ ) с окружности радиусом  $r_1$  на входе на окружность  $r_2$  на выходе из колеса

$$L = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}. \quad (2.43)$$

Из треугольников скоростей (рис. 2.15) следует

$$\omega_2^2 = c_2^2 + U_2^2 - 2c_2 U_2 \cos \alpha_2; \quad (2.44)$$

$$\omega_1^2 = c_1^2 + U_1^2 - 2c_1 U_1 \cos \alpha_1. \quad (2.45)$$

Подставляя полученные значения скорости относительно движения в уравнение (2.41) и учитывая работу центробежных сил (уравнение (2.43)), после преобразований получаем уравнение для расчета теоретического напора

$$H_{\text{т.с.}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_2 U_2 \cos \alpha_2 - c_1 U_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (2.46)$$

Здесь первый член представляет собой статический напор, второй — динамический. Их сумма является выражением приращения потенциальной энергии потока жидкости в рабочем колесе центробежного насоса. Это уравнение впервые было выве-

дено П. Эйлером на основании струйной теории для идеальных условий. Уравнение вытекает из закона момента количества движения и называется *основным уравнением лопаточных насосов*.

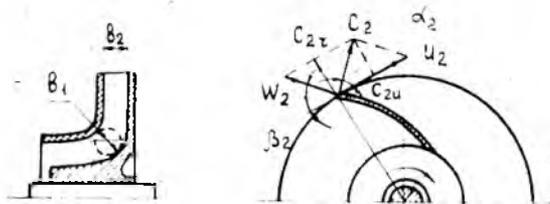


Рис. 2.15. Элементарная схема центробежного насоса

Так как произведение вектора скорости движения жидкости из рабочего колеса  $c_2$  на  $\cos \alpha_2$  есть проекция этого вектора на направление скорости переносного движения  $U_2$ , то

$$\begin{cases} c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2, \\ c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1. \end{cases}$$

Запишем

$$H_{\tau \infty} = \frac{U_2 c_{2u} - U_1 c_{1u}}{g} \quad (2.47)$$

При подводе жидкости к рабочему колесу без закрутки  $c_{1u} = 0$ , тогда

$$H_{\tau \infty} = \frac{U_2 c_{2u}}{g} \quad (2.48)$$

Из треугольника скоростей на выходе из колеса

$$c_{2u} = U_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (2.49)$$

где  $c_{2r}$  — радиальная (расходная) составляющая абсолютной скорости жидкости на выходе из рабочего колеса.

Подставляя выражение (2.49) в уравнение (2.46), получаем

$$H_{\tau \infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{g} \quad (2.50)$$

Для перехода к искомой зависимости  $H = f(Q)$  выразим расходную составляющую  $c_{2r}$  абсолютной скорости  $c_2$  через объемный расход  $Q$ :

$$c_{2r} = \frac{Q}{2 \pi r_2 b_2 \mu_2},$$

где  $\mu_2$  — коэффициент расхода на выходе из колеса.

Тогда

$$H_{\tau \infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{2 g \pi r_2 b_2 \mu_2} Q. \quad (2.51)$$

При условиях, оговоренных выше, теоретический напор при бесконечном числе лопаток прямо пропорционален подаче насоса. Максимальный напор, создаваемый насосом, соответствует  $Q = 0$ , тогда

$$H_{T\infty} = U_2^2/g. \quad (2.52)$$

Действительный напор  $H$  центробежного насоса меньше теоретического вследствие потерь, обусловленных гидравлическими сопротивлениями внутри насоса и конечным числом лопаток рабочего колеса:

$$H = \frac{\eta_r}{1+K_n} \left( \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{2g \pi r_2 b_2 \mu_2} Q \right), \quad (2.53)$$

где  $\eta_r$  — гидравлический КПД, зависящий от конструкции насоса (0,75...0,85);

$K_n$  — коэффициент, учитывающий конечное число лопаток.

Коэффициент  $K_n$  рассчитывается по формуле академика Г. Ф. Проскуры

$$K_n = \frac{1,2 (1 + \sin \beta_2)}{z [1 - (d_1/d_2)^2]}, \quad (2.54)$$

где  $z$  — количество лопаток рабочего колеса;

$d_{1,2}$  — соответственно диаметры входа и выхода рабочего колеса.

### 2.11.2. ПОТЕРИ В НАСОСЕ

Теоретический напор  $H_T = f(Q)$  и изменяется по линейному закону (рис. 2.16). Гидравлические потери насоса складываются

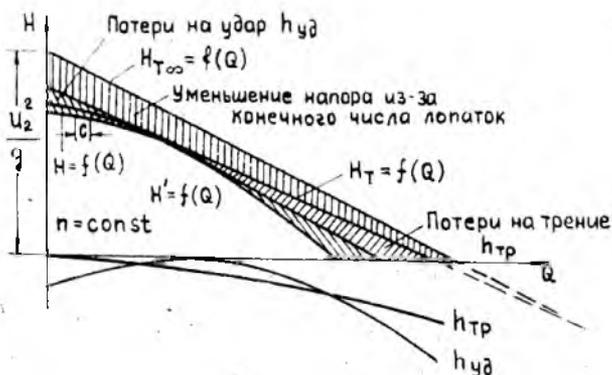


Рис. 2.16. Характеристика центробежного насоса (сдвиг характеристики, обусловленной объемными потерями)

из потерь на трение жидкости о стенки, внутреннего трения вследствие вязкости жидкости и турбулентности потока и потерь, связанных с изменением скорости потока на входе в насос и выходе из него (потери на удар). Потери на трение в первом приближении пропорциональны квадрату скорости жидкости, т. е. квадрату расхода:

$$h_{тр} = A Q^2, \quad (2.55)$$

где  $A$  — коэффициент пропорциональности.

Потери на удар (наблюдаемые на нерасчетных режимах работы насоса) объясняются отрывом потока от лопатки на входе с образованием «мертвой зоны», заполненной вихрями, и разностью скоростей потока на выходе из колеса и текущего по топливоотводу. Вихри образуются вследствие неравенства сил трения на наружной и внутренней ограничивающих стенках.

Совершенство элементов проточной части насоса оценивается гидравлическим КПД

$$\eta_r = H/H_T, \quad (2.56)$$

т. е. отношении действительного напора к теоретическому  $\eta_r = 0,7...0,9$ .

Объемные потери (утечка жидкости) происходят тремя путями: часть жидкости, прошедшей через колесо, перетекает в полость всасывания через зазор между рабочим колесом и передней стенкой  $\Delta Q_{u1}$ , часть — между рабочим колесом и задней стенкой корпуса  $\Delta Q_{u2}$  и часть через отверстия в задней стенке корпуса крыльчатки для уменьшения осевого усилия  $\Delta Q_{u3}$ :

$$\Delta Q_u = \Delta Q_{u1} + \Delta Q_{u2} + \Delta Q_{u3}.$$

Таким образом, действительный расход жидкости, проходящей через колесо, равен:

$$Q' = Q + \Delta Q_u \quad \text{и} \quad N_n' = Q' \gamma H / 75. \quad (2.57)$$

Отношение  $N_n / N_n'$ :

$$\eta_{об} = Q / Q' = 1 - \Delta Q_u / Q' \quad (2.58)$$

называется *объемным КПД* (0,85...0,95).

Механические потери складываются из потерь на трение боковых поверхностей рабочего колеса о жидкость, трение в опорах и уплотнениях:

$$N_{мех} = N_{ж} + N_{подш} + N_{упл} \approx (0,2...0,15) N_n,$$

причем  $N_{подш} \approx \text{const } \omega^2$ ;  $N_{упл} \approx \text{const } \omega^2$ .

Отношение  $\eta_{мех} = 1 - (N_{мех} / N_n)$  называется *механическим КПД насоса* (0,85...0,98).

*Полный КПД насоса* составляет

$$\eta_n = \eta_r \eta_{об} \eta_{мех} \approx 0,50...0,85. \quad (2.59)$$

### 2.11.3. ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ЛОПАТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА

Из уравнения (2.53) следует, что на напорные характеристики насоса большое влияние оказывает угол  $\beta_2$  между касательной к внешней окружности и касательной к лопатке рабочего колеса на выходе (см. рис. 2.15). Выделяют три формы

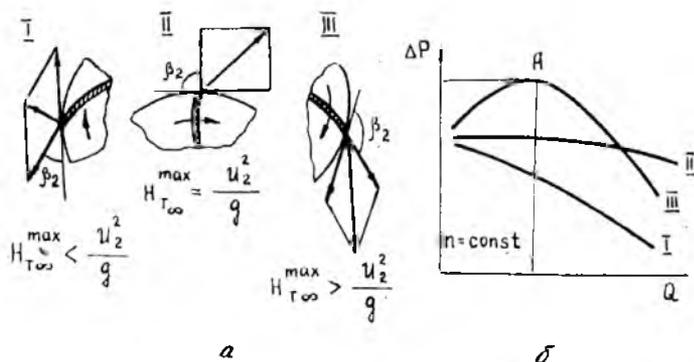


Рис. 2.17. Треугольники скоростей на выходе из рабочего колеса (а) и реальные напорные характеристики (б) центробежного насоса для различных форм (I, II и III) лопаток рабочего колеса

лопаток:  $\beta_2 < 90^\circ$ ,  $\beta_2 = 90^\circ$  и  $\beta_2 > 90^\circ$  (рис. 2.17), напорные характеристики  $H_{T\infty} = f(Q)$  которых обуславливают их применение в топливных магистралях с различными функциональными задачами. Из этого же уравнения видно, что изменение угла  $\beta_2$  приводит к перераспределению энергии, передаваемой от рабочего колеса к жидкости: вектор скорости  $U_2$  и, следовательно, роль динамического напора  $(c_2^2 - c_1^2)/2g$  в создании  $H_{T\infty}$  растут пропорционально увеличению  $\text{ctg } \beta_2$ . Соответственно роль статического напора  $(P_2 - P_1)/\rho g$  уменьшается. Это же приводит к изменению геометрических и гидравлических характеристик насоса (напомним: гидравлические потери прямо пропорциональны квадрату скорости и углу расширения канала между лопатками, увеличивающемуся с ростом  $\beta_2$ ).

В подкачивающих насосах целесообразнее применять лопатки, загнутые по потоку ( $\beta_2 < 90^\circ$ ). Такие насосы обладают достаточно высоким КПД, наибольшей экономичностью в широком диапазоне расхода (подачи)  $Q$ , изменяющегося с изменением режима работы двигателя, обеспечивают необходимый напор. При этом колебания напора при малых расходах не наблюдаются.

Для обеспечения питания форсажных камер при значительных изменениях  $Q$ , но при поддержании заданных значений напора, используются радиальные лопатки ( $\beta_2 = 90^\circ$ ). Насосы работают при давлении на выходе  $70 \dots 100 \text{ кг/см}^2$ . Характеристика насоса облегчает выполнение системы регулирования форсажного контура.

Если лопатки загнуты против потока ( $\beta_2 = 90^\circ$ ), характеристика имеет максимум в точке А ( $H_{\text{Т} \infty}^{\text{max}} = 2 U_2^2 / g$ ). До этого насосы работают неустойчиво, с малым КПД.

На рис. 2.18 показана зависимость  $H_{\text{Т} \infty} = f(\rho_k) = f(\beta_2)$ , где степень реакции  $\rho_k$  колеса выражена следующим образом:

$$\rho_k = \frac{H_{\text{ст}}}{H_{\text{Т} \infty}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} / \left( \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \right)$$



Рис. 2.18. Зависимость напора центробежного насоса от степени реакции колеса или угла

Из рисунка видно, что при  $\beta_2 = 15^\circ$   $H_{\text{Т} \infty} \sim$  на 75 % создается за счет статического напора; при  $\beta_2 = 90^\circ$  и  $\rho_k = 0.5$  вклад статического и динамического напоров в  $H_{\text{Т} \infty}$  одинаков и при  $\beta_2 = 150^\circ$  ( $\rho_k \sim 0.17$ ) статический напор составляет 30% от  $H_{\text{Т} \infty}$ .

### 2.1.1. ПОЛЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСА

Зависимости напора и полного КПД насоса от расхода при различных частотах вращения рабочего колеса определяются семейством кривых  $H = f(Q)$  и  $\eta_n = \varphi(Q)$ , т. е. полем энергетических характеристик (рис. 2.19). Эти характеристики используются для оценки параметров многорежимных НП1, НП2, а также последовательно соединенных НП1 и НП2.

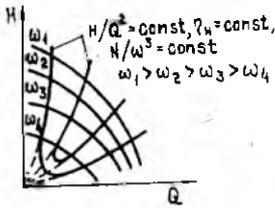


Рис. 2.19. Поле нормальных характеристик насоса с линиями постоянного КПД (параболами подобных режимов)

Для геометрически подобных насосов или одного насоса, работающего на различных частотах вращения, из кинематического подобия (подобие полей скоростей или осредненных скоростей; условие кинематического подобия записывается в виде  $c_1/c_{II} = \omega_1/\omega_{II} = U_1/U_{II} = \alpha_k$  — коэффициент кинематического подобия) вытекают соотношения

$$\begin{aligned} H_1/H_{II} &= (n_1^2/n_{II}^2) (\eta_{r1}/\eta_{rII}) = \\ &= (\omega_1^2 D_1^2/\omega_{II}^2 D_{II}^2) (\eta_{r1}/\eta_{rII}); \\ Q_1/Q_{II} &= (n_1 D_1^2/n_{II} D_{II}^2) (\eta_{об1}/\eta_{обII}) = \\ &= (\omega_1 D_1^3/\omega_{II} D_{II}^3) (\eta_{об1}/\eta_{обII}). \end{aligned} \quad (2.60)$$

При испытаниях насоса на модельной жидкости (чаще на воде) пересчет параметров производится по соотношению (2.60) с использованием следующих критериев: коэффициент расхода  $\bar{Q} = Q/\omega D^3$  и безразмерная (приведенная) мощность  $\bar{N} = N/\rho_1 \omega_1^3 D_1^5 = N_{II}/\rho_{II} \omega_{II}^3 D_{II}^5$ . Подобие режимов при испытании насосов на одном рабочем теле и различных режимах выдерживается при  $Q/\omega = \text{const}$ . Исследуемый режим приводится к подобному при постоянных гидравлическом ( $\eta_r$ ) и объемном ( $\eta_{об}$ ) КПД. Это позволяет исключить линейные размеры  $D_1$  и  $D_{II}$  из соотношений (2.60):

$$(Q_1/\omega_1 D_1^3) = (Q_{II}/\omega_{II} D_{II}^3) \quad \text{и} \quad (H_1/\omega_1^2 D_1^2) = (H_{II}/\omega_{II}^2 D_{II}^2).$$

Перепишем в виде

$$(Q_1^2/Q_{II}^2) (\omega_{II}^2/\omega_1^2) = D_1^6/D_{II}^6 \quad \text{и} \quad (H_1^3/H_{II}^3) (\omega_{II}^6/\omega_1^6) = D_1^6/D_{II}^6,$$

отсюда  $(Q_1^2/Q_{II}^2) (\omega_{II}^2/\omega_1^2) = (H_1^3/H_{II}^3) (\omega_{II}^6/\omega_1^6)$ .

Извлечем корень четвертой степени из правой и левой частей полученного соотношения:

$$(Q_1^{1/2}/Q_{II}^{1/2}) (\omega_{II}^{1/2}/\omega_1^{1/2}) = (H_1^{3/4}/H_{II}^{3/4}) (\omega_{II}^{3/2}/\omega_1^{3/2})$$

или

$$(Q_1^{1/2}/Q_{II}^{1/2}) (\omega_1/\omega_{II}) = (H_1^{3/4}/H_{II}^{3/4})$$

$$\text{и} \quad (\omega_1 \sqrt{Q_1})/H_1^{3/4} = (\omega_{II} \sqrt{Q_{II}})/H_{II}^{3/4}. \quad (2.61)$$

Полученный комплекс называется коэффициентом быстротходности (см. выражение 2.34). Для того чтобы значение  $n_c$  было одинаковым в системе СИ и технической системе единиц, полученный комплекс умножается на множитель 193,3. Тогда

$$n_s = 193,3 \omega (\sqrt{Q/H^{3/4}}), \quad (2.62)$$

где  $\omega$  — угловая скорость в рад/с;

$Q$  — расход в м<sup>3</sup>/с;

$H$  — напор в Дж/кг.

В автомодельной области, когда  $Re = \omega D^2/4\nu > 10^6$ , напор и расход нового режима определяются по соотношениям (2.60):

$$\left. \begin{aligned} Q/\omega &= \text{const} \\ H/\omega^2 &= \text{const} \\ N/\omega^3 &= \text{const} \\ \eta_n &= \text{const} \end{aligned} \right\} \quad (2.63)$$

Для подобных режимов получим  $H/Q^2 = \text{const}$ , т. е. линии подобных режимов в координатах  $H - Q$  будут определяться параболой. При малых частотах вращения критерий  $Re$  становится  $< 10^6$ , т. е. меньше автомодельного, что приводит к увеличению мощности дискового трения

$$N_{тр} = 0,039/Re^{1/5}. \quad (2.64)$$

и уменьшению КПД. Поэтому кривые постоянных полных КПД (сплошные линии на рис. 2.19) будут пересекать параболы подобных режимов (обозначены пунктирными линиями).

## 2.12. КАВИТАЦИЯ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ

### 2.12.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

*Кавитация* — процесс нарушения сплошности потока жидкости в зоне пониженного давления, образования парогазовых полостей, и последующего схлопывания разрывов в зоне повышенного давления, сопровождающегося местными гидравлическими ударами.

Если давление снижается вследствие возрастания местных скоростей потока жидкости, кавитация называется *гидродинамической*, если снижение давления вызвано прохождением акустических волн, кавитация называется *акустической*. Критическое давление, при котором происходит разрыв потока, зависит от чистоты жидкости, содержания растворенных газов, состояния поверхности, на которой возникает кавитация, и от физико-химических свойств жидкости. Явление кавитации теоретически предсказал Рейнольдс за 20 лет до того, как оно впервые было обнаружено при испытаниях эскадренного миноносца «Дэринг» английского военно-морского флота в 1893 году.

В жидкости, свободной от примесей, при давлении, равном давлению насыщенных паров, происходит образование паровых пузырьков. Пузырьки переносятся потоком в область повышенного давления, где происходит их схлопывание с одновременной конденсацией пара. Этот процесс называется *паровой кавитацией* и сопровождается звуковыми импульсами и гидравлическими ударами, способными разрушать поверхность обтекаемого тела (кавитационная эрозия). В технических жидкостях всегда имеются ядра кавитации, представляющие собой нерастворенные газовые включения, в том числе в порах и трещинах микрочастиц, взвешенных в жидкостях. Радиус таких пузырьков

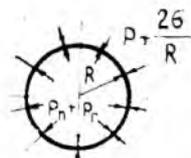


Рис. 2.20. Силы, действующие на поверхность парогАЗОВОГО пузырьКА

(нуклеонов) не превышает  $10^{-9}$  м. В зоне пониженного давления пузырьки растут, через поверхность пузырька происходит диффузия газа. В зоне высокого давления пузырьки уменьшают свои размеры. Повышается температура пузырька за счет сжатия, и при очень больших давлениях возможно свечение газа. Обычно происходит несколько циклов затухающих колебаний размеров газовых пузырьков. Это явление называется *газовой кавитацией*.

Практически всегда наблюдается парогАЗОВАЯ кавитация.

Уравнение статического равновесия пузырька радиуса  $R$ , заполненного паром и газом (рис. 2.20), имеет следующий вид:

$$P + (2\sigma/R) = P_n + P_r, \quad (2.65)$$

где  $P$  — давление в жидкости;

$\sigma$  — коэффициент поверхностного натяжения;

$P_n$  — давление насыщенных паров;

$P_r$  — парциальное давление газа.

При паровой кавитации  $P_r = 0$  и  $P = P_n - 2\sigma/R$ . Если  $P < P_n - (2\sigma/R)$ , то пузырек растет. Поскольку  $|P_n| \ll |2\sigma/R|$ , можно принять  $P = - (2\sigma/R)$ . Это давление соответствует растягивающему напряжению, при котором происходит разрыв струи. Для керосина  $\sigma \approx 0.03$  Н/м и при  $R = 10^{-9}$  м  $P \approx -6 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup> (600 кгс/см<sup>2</sup>). Для воды  $P \approx -15 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup> (1500 кгс/см<sup>2</sup>).

Кавитация в гидравлических машинах приводит к трем основным отрицательным последствиям:

срыв режима работы, т. е. резкое снижение основных выходных параметров  $H$  и  $\eta$ ;

эрозионное разрушение рабочего колеса машины (при длительной работе на кавитационном режиме);

возможность неустойчивой работы (низкочастотные колебания давления).

## 2.12.2. КАВИТАЦИОННЫЕ (ВЫСОТНЫЕ) ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

В насосах кавитация возникает во всасывающих патрубках, на входных кромках рабочего колеса, на лопатках и в проточной части колеса. На рис. 2.21 в точке А (точка разветвления

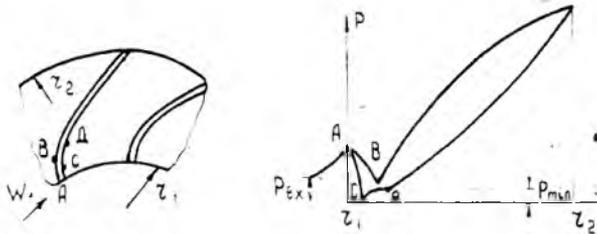


Рис. 2.21. Изменение давления по наружной и внутренней стороне лопатки

потока), за счет преобразования кинетической энергии потока в потенциальную энергию, давление больше, чем на входе в насос  $P_{вх}$ . При обтекании входной кромки лопатки струйки жидкости изгибаются, и центробежные силы стремятся оторвать их от лопатки, что приводит к уменьшению давления. В этом же направлении действует и увеличение скорости движения частиц жидкости, которое происходит вследствие конечной толщины лопаток.

Минимальным принимается давление в точке Д как наиболее протяженное. Зависимость напора насоса  $H$  от давления на входе  $P_{вх}$  при постоянном расходе  $Q$  и постоянной частоте вращения или зависимость  $Q = f(P_{вх})$  при постоянных значениях  $H$  и  $n$  называется кавитационной или высотной характеристикой (рис. 2.22) насоса.

Первый тип характеристики рассматривается в случае, когда кавитация не допускается. Во втором случае работа насоса рассматривается в кавитационной области, вплоть до полного срыва. Условно за начало кавитации принимается точка 1 (см. рис. 2.22), соответствующая изменению  $\Delta P(H)$  или  $Q$  на 1—2%.

Давление на входе в топливный насос  $P_{вх}$  является основной величиной, определяющей нормальную работу топ-

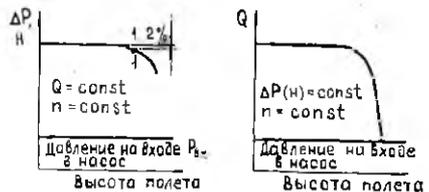


Рис. 2.22. Кавитационные (высотные) характеристики центробежных насосов

ливной системы. Это давление, во избежание появления кавитации, должно превышать давление  $P_n$  насыщенного пара. Превышение давления на входе в насос давления насыщенного пара, называется *кавитационным запасом* и рассчитывается по формуле

$$\Delta h = (P_{вх} - P_n) / \rho. \quad (2.66)$$

Чем меньше  $\Delta h$ , тем лучше антикавитационные качества насоса.

Условие бескавитационной работы насоса, которое должно выполняться на всех режимах полета ЛА, на основании формулы (2.66) записывается в виде

$$P_{вх} \geq \Delta P_{кав} + P_n, \quad (2.67)$$

где  $\Delta P_{кав} = \Delta h \rho$  — *потребный кавитационный запас*.

Величина *потребного кавитационного запаса*  $\Delta P_{кав}$  в зависимости от типа насоса, его назначения, режима работы меняется в широких пределах.

Насосы ПН из очередных баков в расходные в топливной системе с последовательной выработкой топлива могут работать с довольно большими падениями давления на входе, т. е. в области развивающейся кавитации (при условии обеспечения *потребного расхода топлива*). В то же время требования к насосам подкачки первой ступени НП1, установленным в расходных баках, определяют величину надува этих баков. По средним статистическим данным для ПН и НП1  $\Delta P_{кав} \approx 0,1 \dots 0,25$  кгс/см<sup>2</sup>.

При работе НП2, установленных на двигателе, с уменьшением давления на входе возможно возникновение колебаний давления в системе, нарушающих работу автоматики топливной системы и вызывающих эрозионный износ насосов-регуляторов. Для них  $\Delta P_{кав} \approx 0,6 \dots 0,8$  кгс/см<sup>2</sup>.

Наиболее высокие требования предъявляются к насосам-регуляторам:  $\Delta P_{кав} \approx 1,5 \dots 3,0$  кгс/см<sup>2</sup>. При незначительном падении давления на входе из-за неустойчивой работы системы возникают автоколебания: падение расхода приводит к уменьшению гидравлических сопротивлений системы, что приводит к увеличению расхода; увеличение же расхода приводит к увеличению гидравлических потерь и т. д.

### 2.12.3. КОЭФФИЦИЕНТ КАВИТАЦИИ (ЧИСЛО КАВИТАЦИИ). КАВИТАЦИОННЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ

Антикавитационные качества насоса определяются срывным явлением на входе в насос. Запишем уравнение энергии в относительном движении для сечений входа в насос и в межлопаточном канале в зоне паровой каверны, где давление равно давлению насыщенного пара  $P_n$ :

$$P_{вх} + (\rho \omega_{вх}^2/2) = P_n + (\rho \omega_k^2/2) + L_{вх}, \quad (2.68)$$

где  $\omega_{вх}$  и  $\omega_k$  — скорость относительного движения на входе в насос и в зоне каверны;

$L_{вх}$  — уменьшение энергии жидкости за счет потерь во входном устройстве.

После преобразования получим

$$P_{вх} - P_n / \frac{\rho \omega_{вх}^2}{2} = \left( \frac{\omega_{вх}}{\omega_k} \right)^2 - 1 + L_{вх} / \frac{\rho \omega_{вх}^2}{2} = \lambda_{кав}. \quad (2.69)$$

Параметр  $\lambda_{кав}$  называется *коэффициентом кавитации* (числом кавитации) и определяет антикавитационные свойства насосов. Сила сопротивления кавитирующего тела линейно зависит от коэффициента кавитации при  $0 \leq \lambda \leq 5$ :

$$c_x = c_{x0}(1 + \lambda_{кав}). \quad (2.70)$$

При  $\lambda \leq 1,5$  зависимость описывается уравнением второй степени

$$c_x = c_{x0}(1 + \lambda + 0,028 \lambda^2_{кав}), \quad (2.71)$$

где  $c_x$  — коэффициент силы сопротивления.

На рис. 2.23 показана зависимость оптимального диаметра входа в насос для различных  $\lambda$ . Из графика видно, что чем больше  $Q/\omega$  и чем меньше  $\lambda$ , тем больше диаметр насоса. Другими словами, чем больше диаметр входа, тем лучше кавитационные характеристики насоса.

Связь между кавитационным запасом и коэффициентом кавитации находится из выражений (2.66) и (2.69):

$$\Delta h = \lambda_{кав} \frac{\omega_{вх}^2}{2} = \lambda_{кав} \frac{c_1^2 + U_{ср}^2}{2}, \quad (2.72)$$

где  $c_1$  — абсолютная скорость;

$U_{ср}$  — окружная скорость на среднем радиусе.

Антикавитационные качества насоса можно определить также по критерию С. С. Руднова:

$$C = 298 \frac{\omega \sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}, \quad (2.73)$$

или в технической системе единиц

$$C = 5,62 \frac{n \sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}, \quad (2.74)$$

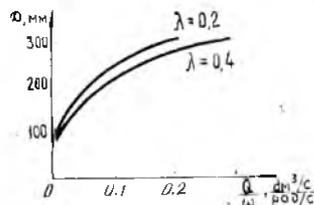


Рис. 2.23. Оптимальный диаметр входа насосов

где  $n$  выражается в об/мин,  $Q$  — в м<sup>3</sup>/с,  $\Delta h$  — в м. Критерий называется *кавитационным коэффициентом быстроходности* и связывает основные параметры насоса  $Q$  и  $\omega$  с кавитационным запасом давления на входе в насос. Коэффициент  $S$  определяется конструктивными параметрами насоса, и для обычных центробежных насосов  $S = 600 \dots 1500$ , для шнекоцентробежных насосов  $S = 3000 \dots 5000$ .

#### 2.12.4. СПОСОБЫ УЛУЧШЕНИЯ КАВИТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ

Для улучшения кавитационных характеристик центробежных насосов перед рабочим колесом устанавливается преднасос в виде осевой или шнековой ступени. Преднасос благодаря низкому напору не требует больших давлений на входе и, кроме того, закручивает поток топлива, чем обеспечивает уменьшение относительной скорости входа топлива в центробежную ступень, определяющую потребный кавитационный запас насоса (рис. 2.24).

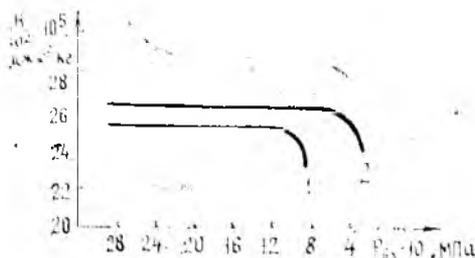


Рис. 2.24. Кавитационные характеристики центробежных (1) и шнекоцентробежных (2) насосов

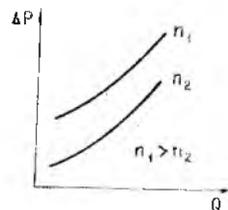


Рис. 2.25. Зависимость потерь на входе от расхода при различных частотах вращения рабочего колеса

Уменьшение оборотов рабочего колеса приводит (рис. 2.25) к уменьшению потерь на входе и, тем самым, улучшению кавитационных характеристик. С увеличением числа лопаток рабочего колеса снижается нагрузка на каждую из них, что улучшает кавитационные характеристики, но при этом уменьшается проходное сечение, что увеличивает скорость потока. Оптимальное число лопаток 5...11. Установленная в качестве преднасоса сепарирующая крыльчатка, пропуская расход больше, чем основная центробежная ступень, вместе с избытком топлива отводит между ступенями вылившийся воздух. В этом случае значительно улучшаются кавитационные характеристики насосов.

## 2.13. ПРИВОД ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

### 2.13.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Центробежные насосы, применяемые для обеспечения питания двигателей топливом на современных ЛА, приводятся в действие с помощью электрического или механического привода. Электрический привод подразделяется на привод с питанием постоянным и переменным током. К механическому приводу относятся гидротурбинный, гидромоторный, пневмотурбинный, привод от воздушного ветряка и от вала двигателя. Последний является наиболее экономичным и надежным, но используется только для подкачивающих насосов второй ступени, установленных на двигателе. Для всех остальных электрических и механических приводов необходима система передачи мощности.

### 2.13.2. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Электрический привод подкачивающих и перекачивающих насосов получил наибольшее применение. Насос и электродвигатель объединены в один агрегат, имеющий достаточно высокую надежность, что подтверждается многолетним опытом эксплуатации. На каждые 1000 ч работы электроприводных центробежных насосов (ЭЦН) из строя выходит  $\sim 0,05$  насосов. К электроприводу предъявляется ряд специальных требований по взрывобезопасности, ограничению создаваемых им помех радиоэлектронному оборудованию, нагреву питающих приводов и электродвигателя, ограничению падения напряжения на клеммах электродвигателя на пусковых и переходных режимах и др.

Общим недостатком электропривода является зависимость напорных характеристик насосов (через частоту вращения) от напряжения на клеммах, температуры окружающей среды (частота вращения изменяется пропорционально температуре), времени наработки агрегата (после приработки частота вращения растет). Возможен перегрев агрегата при выработке топлива из баков (особенно для внутрибаковых агрегатов, работающих на переменном токе).

Основными преимуществами системы постоянного тока с напряжением 27 В является ее простота (чаще это однопроводная система) и безопасность. В то же время состояние щеточно-коллекторного узла электродвигателя постоянного тока определяет ресурс его работы.

Из зависимости, приведенной на рис. 2.26, видно, что при использовании больших электрических мощностей и при длинных линиях передачи на больших ЛА желателен переход на трех-

фазный переменный ток. При этих же условиях КПД электродвигателя переменного тока выше (рис. 2.27). Отсутствие шеточно-коллекторного узла увеличивает ресурс таких двигателей и уменьшает уровень радиопомех.

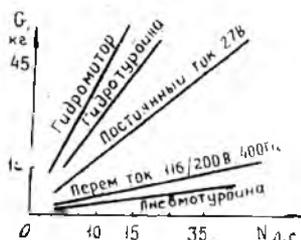


Рис. 2.26. Весовые характеристики систем передачи мощности на 15 м

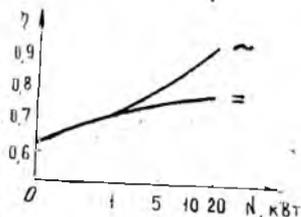


Рис. 2.27. Зависимость КПД электродвигателей постоянного и переменного тока от мощности на выходном валу электродвигателя

При мощности привода на валу 10..15 кВт такой переход от электродвигателей постоянного тока со смешанным возбуждением к трехфазным асинхронным двигателям позволяет уменьшить вес привода на 30..35%. При увеличении мощности привода возрастает весовой эффект всей системы: вес генераторов переменного тока при мощности 55..60 кВт составляет 0,8..1,0 кг/кВт, а постоянного — 2,2..2,4 кг/кВт.

Наименьший вес электродвигателей переменного тока (рис. 2.28) можно получить при частоте вращения  $n = 24000$  об/мин

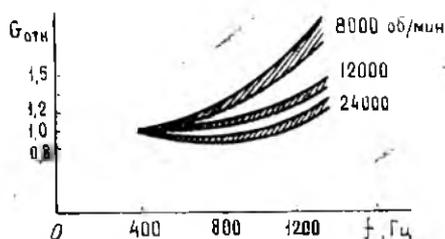


Рис. 2.28. Изменение относительного веса электродвигателей переменного тока в зависимости от частоты для различных скоростей вращения

и частоте тока 800 Гц. Однако увеличение частоты тока выше 400 Гц нецелесообразно, так как усложняется коммутационная аппаратура, увеличиваются ее габариты и вес.

В кессон-баках ЭЦН устанавливается внутри бака. В таких агрегатах используются электродвигатели переменного тока. Двигатель охлаждается перекачиваемым топливом. Эффективные значения силы и напряжения переменного тока меньше аналогичных параметров постоянного тока в  $\sqrt{2}$  раза. Однако

при питании электродвигателей с большой индуктивностью обмоток появляется сдвиг фаз между напряжением и током на угол  $\varphi$ , т. е. работа переменного тока  $P = 0,5 U i \cos \varphi$ . При  $\varphi \neq 0$   $\cos \varphi$  становится меньше единицы, поэтому для обеспечения потребной мощности на валу двигателя приходится увеличивать силу тока, что приводит к росту веса системы привода за счет увеличения диаметра проводов и к увеличению потерь на тепло (напомним закон Джоуля-Ленца:  $Q = 0,24 ri^2t$ ) — это недостатки системы переменного тока.

На сверхзвуковых ЛА температура топлива в полете увеличивается и увеличивается температура обмоток электродвигателя. Соответственно растет сопротивление меди. Этот эффект также приводит к увеличению веса обмоток электродвигателя: при увеличении температуры топлива и веса обмоток электродвигателя постоянного тока внутрибакового ЭЦН до  $150^\circ\text{C}$  вес агрегата повышается почти в два раза.

### 2.13.3. ГИДРОМОТОРНЫЙ ПРИВОД

В связи с высокой стоимостью, необходимостью подачи рабочей жидкости на большие расстояния под высоким давлением и неудовлетворительными весовыми характеристиками применение гидромоторного привода топливных насосов ограничено.

Для питания гидромоторов используется высоконапорное топливо из линий перепуска насосов-регуляторов и форсажных топливных насосов или бортовые гидравлические системы. Объемный КПД наиболее приемлемых для привода шестеренчатых гидромоторов равен 0,8...0,9 при давлении рабочей жидкости 10 МПа. Работа гидромоторов от бортовых гидросистем позволяет рационально использовать резервы мощности последних, однако конструкция насосного агрегата несколько усложняется из-за необходимости применения уплотнения между полостями насоса и привода.

Теоретическая мощность  $N_{ГМ}$  и крутящий момент  $M_{ГМ}$  на выходном валу гидромотора определяются из следующих соотношений:

$$N_{ГМ} = \Delta P_{ГМ} V_{ГМ} n; \quad M_{ГМ} = N_{ГМ} / 2\pi n = 0,159 \Delta P_{ГМ} V_{ГМ},$$

где  $\Delta P_{ГМ}$  — перепад давлений в гидромоторе;

$V_{ГМ}$  — рабочий объем гидромотора.

Важным преимуществом гидропривода является его малый объем (особенно для тонких крыльевых баков), составляющий 10...15% объема электродвигателя той же мощности.

### 2.13.4. ГИДРОТУРБИННЫЙ ПРИВОД

Гидравлическая турбина является наиболее легким приводом из всех механических, малогабаритным и температуростойким — работающим при температурах до 250°C. Поэтому гидротурбопривод получил широкое распространение на сверхзвуковых самолетах. Следует отметить, что при определении массы гидротурбопривода в целом необходимо учитывать массу трубопроводов, заполненных рабочей жидкостью, и часть массы питающего насоса.

Питание гидротурбины осуществляется топливом, отбираемым за насосом подкачки второй ступени, установленном на двигателе, поэтому давление в питающей системе зависит от режима работы двигателя и не превышает 1...2 МПа (10...20 кгс/см<sup>2</sup>). При применении гидротурбины для привода насоса первой ступени подкачки устанавливается дополнительный насос с электроприводом, работающий параллельно с подкачивающим гидротурбинным насосом. Необходимый температурный режим насосов-регуляторов и форсажных насосов обеспечивается перепуском некоторого объема топлива в топливные баки. Давление в линии перепуска достигает 5...7 МПа (50...70 кгс/см<sup>2</sup>), и его использование для питания гидротурбины является перспективным в направлении значительного уменьшения массы и габаритов системы привода.

Потребная мощность  $N_T$  турбины и необходимый для ее работы расход топлива  $G_T$  определяют из выражений

$$N_T = Q \rho g H / \eta_n; \quad (2.75)$$

$$G_T = N_T / H \rho g \eta_T, \quad (2.76)$$

где  $Q$ ,  $H$ ,  $\eta_n$  — параметры насоса;  
 $\eta_T$  — полный КПД турбины.

В конструкциях гидротурбоприводных насосных агрегатов отсутствуют уплотнения между насосом и приводом, что заметно упрощает конструкцию. В некоторых выполненных конструкциях лопадки гидротурбины расположены непосредственно на тыльной стороне диска рабочего колеса центробежного насоса. Ресурс работы насосов с гидротурбоприводом лимитируется только ресурсом работы подшипников и в значительной степени зависит от противозносных свойств перекачиваемого топлива.

### 2.13.5. ПНЕВОТУРБИННЫЙ ПРИВОД

Малая масса пневмотурбопривода, малые габариты при больших мощностях, высокая надежность, сравнительно удовлетворительные массы системы передачи мощности и отсутствие влияния пневмотурбопривода на тепловой баланс топливной

системы привели к широкому использованию привода такого типа на сверхзвуковых самолетах. Питание воздушных турбин осуществляется воздухом, отбираемым от компрессора двигателя. Частота вращения турбин регулируется дросселированием воздуха на входе в турбину, изменением угла установки лопаток соплового аппарата и др.

Потребная мощность пневмотурбопривода определяется по формуле

$$N_T = Q \rho g H / \eta_a, \quad (2.77)$$

где  $Q, \rho, H$  — параметры насоса;  
 $\eta_a$  — КПД насосного агрегата.

Хорошей экономичностью обладает параллельная установка двух насосов: электроприводного, подающего топливо в диапазоне малых мощностей, и пневмотурбоприводного, работающего в диапазоне единиц и даже десятков киловатт. Такая установка насосов существенно повышает надежность системы.

Отбор мощности от основного двигателя сравнительно мал, однако в прикидочных расчетах принимается, что при отборе от компрессора одного процента воздуха тяга ТРД уменьшается на 1,5...2,0%, экономичность снижается на 1,0...1,5%.

К недостаткам пневмотурбинного привода можно отнести следующее. Большие температурные нагрузки на корпус насосного агрегата, обусловленные разностью температур топлива (100...150°C), воздуха, окружающего внебаковую часть агрегата (200...250°C), и воздуха, подаваемого в турбину от компрессора (до 500°C) приводят к значительному увеличению размеров и массы агрегата. Этот же перепад температур создает тяжелые условия для уплотнения вала насоса, сокращая ресурс работы, увеличивая пожароопасность и уменьшая надежность всей топливной системы. Во избежание разноса турбины во время действия отрицательных перегрузок или состояния невесомости в конструкцию пневмотурбопривода приходится вводить ограничитель максимальной частоты вращения, состоящий из датчика давления и сервомеханизма с дроссельной заслонкой, что значительно усложняет конструкцию агрегата и уменьшает его надежность.

Пневмопривод от скоростного напора применяется в аварийных случаях. Для включения насоса турбину необходимо выдвинуть в воздушный поток. Это приведет к увеличению лобового сопротивления ЛА.

## 2.14. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ТОПЛИВНЫХ МАГИСТРАЛЕЙ И НАСОСОВ

### 2.14.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВНЫХ МАГИСТРАЛЕЙ

Магистралы питания двигателей топливом, заправки ЛА и слива топлива имеют параллельно и последовательно соединенные участки. Характеристики системы можно рассчитать, используя коэффициенты относительного гидравлического сопротивления  $K$ , которые представляют собой отношение

$$K = V \sqrt{\sum \xi / d^5}. \quad (2.78)$$

Тогда, учитывая, что  $V = Q/F$ , получим

$$\Delta P = \sum \xi (\rho V^2 / 2) = K^2 c^2 \rho Q^2. \quad (2.79)$$

При параллельном соединении участков расход топлива через всю сеть равен сумме расходов через ее участки:

$$Q_{\text{пар}} = Q_1 + Q_2 + \dots \quad (2.80)$$

$$\text{или} \quad Q_{\text{пар}} = \sqrt{\Delta P_{\text{пар}} / c^2 K_{\text{пар}}^2 \rho} = \sqrt{\Delta P_1 / c^2 K_1^2 \rho + \dots} \quad (2.81)$$

Поскольку в этом случае

$$\Delta P_{\text{пар}} = \Delta P_1 = \Delta P_2 = \dots, \quad (2.82)$$

то после преобразований получим

$$1/K_{\text{пар}} = 1/K_1 + 1/K_2 + \dots \quad (2.83)$$

Значения  $Q_{\text{пар}}$  и  $K_{\text{пар}}$  определяются по выражению (2.79), затем строится графическая зависимость, показанная на рис. 2.29, а.

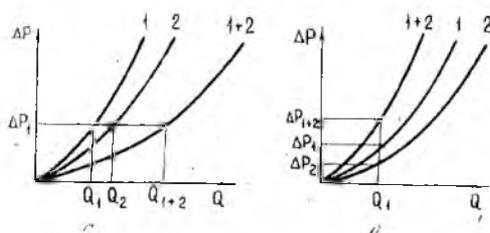


Рис. 2.29. Характеристики топливных магистралей с параллельно (а) и последовательно (б) включенными участками

При последовательном соединении участков 1 и 2 потери магистрали определяются суммой потерь на участках:

$$\Delta P_{\text{посл}} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots \quad (2.84)$$

или после преобразований

$$K^2_{\text{посл}} = K_1^2 + K_2^2 + \dots \quad (2.85)$$

Характеристика магистрали представлена на рис. 2.29. Магистраль со смешанным включением элементов эквивалентна системе с последовательно включенными группами магистралей:

$$K^2_{\text{см}} = K^2_{\text{пар}} + K^2_{\text{посл}} \quad (2.86)$$

#### 2.14.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛЬ

Режим работы системы насос-магистраль определяется точкой пересечения характеристик магистрали и насоса. На рис. 2.30

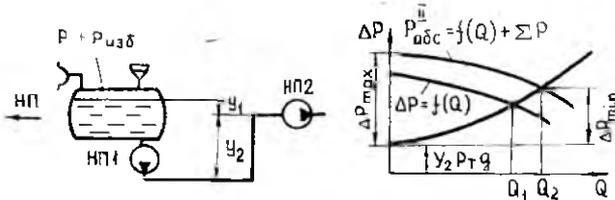


Рис. 2.30. Схема и характеристики работы однорежимного центробежного насоса в системе подачи топлива в двигатель

показана схема и характеристики центробежного насоса первой ступени подкачки в системе подачи топлива в двигатель. Давление на входе в насос второй ступени подкачки (НП2) для данной схемы определяется напорной характеристикой насоса  $\Delta P = f(Q)$ , величиной наддува расходного бака  $\Delta P_{\text{изб}}$ , гидравлической характеристикой магистрали от НП1 до НП2 и подачи топлива в двигатель:

$$P_{\text{абс}} = \Delta P + P_{\text{н}} + \Delta P_{\text{изб}} + Y_1 \rho_{\text{T}} g \quad (2.87)$$

Минимальное давление на входе в НП2  $\Delta P_{\text{мин}}$  будет при максимальном расходе  $Q_{\text{max}} = Q_2$ ; наибольшее давление  $\Delta P_{\text{max}}$  при  $Q = 0$ .

На ЛА некоторых типов используются многорежимные центробежные насосы (рис. 2.31), обеспечивающие питание двигателей топливом при работе форсажной камеры, выработку остатка топлива из очередного бака при параллельном подсоединении баков к системе питания двигателя, балансировочную перекачку и аварийный слив топлива в полете (форсированный режим работы НП1), питание двигателей топливом на расчетных режимах (рабочий режим работы НП1) и аварийное (дежурное) давление топлива в магистралях посадочных групп топливных баков (дежурный режим).

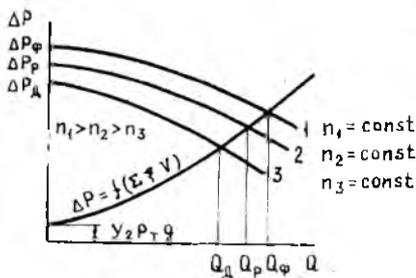


Рис. 2.31. Характеристика работы трехрежимного насоса в системе подачи топлива в двигатель: 1 — форсированный режим; 2 — рабочий режим; 3 — дежурный режим (все режимы с учетом давления на входе в НПП)

Изменение характеристик насоса путем изменения частоты вращения (аналогичный случай рассмотрен на рис. 2.31) используется на ЛА для изменения подачи топлива в двигатели. Учитывая, что окружная скорость рабочего колеса на выходе

$$U_2 = (\pi n/30)r_2$$

и анализируя выражения (2.45), (2.49) и (2.51) при изменении частоты вращения от  $n_1$  до  $n_2$  получаем

$$Q_2 = Q_1 (n_2/n_1) (\eta_{02}/\eta_{01}),$$

$$H_2 = H_1 (n_2/n_1)^2 (\eta_{r2}/\eta_{r1}),$$

$$N_2 \approx N_1 (n_2/n_1)^3 (\eta_{m2}/\eta_{m1}). \quad (2.88)$$

При изменении частоты вращения КПД насоса, гидравлический  $\eta_r$  и объемный  $\eta_0$  не меняются. С уменьшением  $n$  несколько уменьшается механический КПД  $\eta_m$ , влияние которого на полный КПД сказывается только на очень малой частоте вращения. В этом случае при  $\eta_{02} = \eta_{01} = \text{const}$  и  $\eta_{r1} = \eta_{r2} = \text{const}$  рабочую точку второго режима можно определить из уравнения

$$H_1/H_2 = n_1^2/n_2^2 = Q_1^2/Q_2^2$$

или

$$H_1/H_1^2 = H_2/Q_2^2 = H/Q^2 = \text{const}, \quad (2.89)$$

т. е. при любом изменении частоты вращения рабочего колеса режимы с  $\eta_0 = \text{const}$  и  $\eta_r = \text{const}$  насоса будут лежать на кривой  $H = \text{const} Q^2$ . Рассмотренный способ регулирования подачи насоса является экономичным. Это видно на примере изменения  $\eta_n$  и энергетических характеристик насоса (см. рис. 2.19).

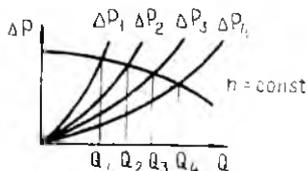


Рис. 2.32. Изменение подачи насоса дросселированием

Изменение подачи насоса может быть достигнуто изменением гидравлического сопротивления напорной магистрали (рис. 2.32). При дросселировании существенно уменьшается КПД насоса, поэтому такой способ мало экономичен.

### 2.14.3. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ В ТОПЛИВНОЙ МАГИСТРАЛИ

В случае если один насос не обеспечивает требуемую подачу топлива в систему питания двигателей или перекачку топлива из очередного бака в расходный, а также для повышения надежности топливной системы, применяется параллельная установка насосов. Характеристика их строится путем сложения абсцисс точек зависимостей  $\Delta P = f(Q)$  обоих насосов при одной и той же ординате (рис. 2.33,а). При последовательном соедине-

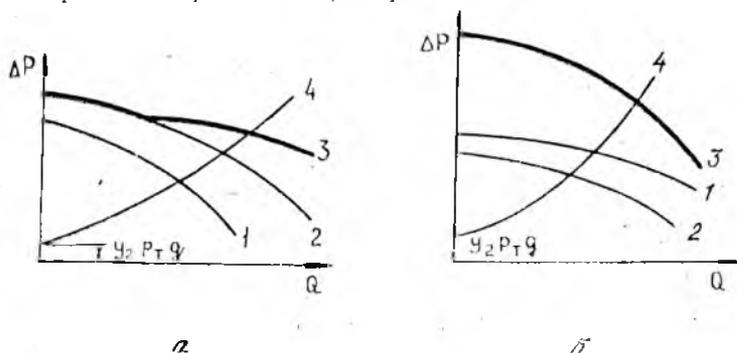


Рис. 2.33. Характеристики работы насосов параллельно (а) и последовательно (б) установленных насосов НЦП: 1 и 2 — напорные характеристики; 3 — суммарная напорная характеристика; 4 — характеристика магистрали от НЦП до НЦП

нии насосов суммарную напорную характеристику (рис. 2.33,б) можно получить сложением значений перепада при постоянной подаче. Такую систему применяют в случае потребности в увеличенных напорах.

### 2.15. ВЫСОТНОСТЬ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ

Высотность топливной системы определяется высотой полета ЛА, до которой обеспечивается бесперебойное питание двигателей при самых невыгодных режимах работы системы. Уравнение Бернулли для сечений А—А и Б—Б (рис. 2.34) запишется в виде

$$P_{\text{п}} + \Delta P_{\text{изб}} + Y_{\text{А}} \rho_T g + (\rho_T V_{\text{А}}^2 / 2) = P_{\text{вх2}} + Y_{\text{Б}} \rho_T g + (\rho_T V_{\text{Б}}^2 / 2) + \Delta P_{\text{т}} \pm \Delta P_{\text{ин}}, \quad (2.90)$$

где  $P_{\text{п}}$  — атмосферное давление, соответствующее высоте  $H$ ;  
 $\Delta P_{\text{изб}}$  — избыточное давление в топливном баке;  
 $P_{\text{вх}} = \Delta P_{\text{кав}} + P_{\text{п}}$  — давление на входе в насос, обеспечивающее бескавитационную работу;

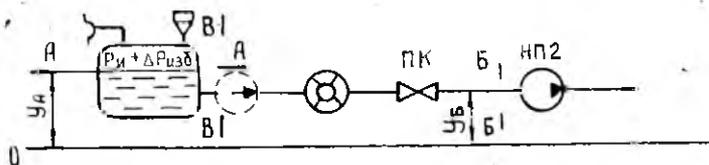


Рис. 2.34. Схема топливной системы с подачей топлива к НП2 самотеком

$\Delta P_T$  — потери давления, обусловленные гидравлическими сопротивлениями;

$\Delta P_{ин}$  — инерционные потери давления;

$V_A$  и  $V_B$  — скорости топлива в сечениях А—А и Б—Б соответственно.

Решая уравнение (2.90) относительно  $P_{и}$ , получаем уравнение высотности рассматриваемой топливной системы

$$P_{и} = P_{вх2} + \Delta P_T \pm \Delta P_{ин} - \Delta P_{изб} - \rho_T g (Y_A - Y_B) + (\rho_T V_B^2 / 2). \quad (2.91)$$

Из уравнения (2.91), в котором скорость течения топлива в баке  $V_A$  принята равной нулю, видно, что для уменьшения значения  $P_{и}$ , т. е. увеличения высоты полета, необходимо повысить избыточное давление  $\Delta P_{изб}$  в баках и в то же время уменьшить минимальное давление на входе в насос. Последнее приведет к работе насоса в кавитационном режиме; повышение  $\Delta P_{изб}$  (увеличение наддува топливных баков) ведет к увеличению веса конструкции. Остальные члены правой части уравнения (2.91) могут быть изменены только при изменении конструкции системы, места установки и типа двигателя (по тяге или мощности — т. е. по расходу топлива).

Задача решается установкой подкачивающего насоса первой ступени в топливном баке. В этом случае уравнение Бернулли расписывается для сечений А—А и В—В (входа в НП1), поскольку высотность топливной системы определяется высотой насоса:

$$P_{и} + \Delta P_{изб} + Y_A \rho_T g + (\rho_T V_A^2 / 2) = P_{вх1} + Y_B \rho_T g + \Delta P_T + (\rho_T V_B^2 / 2) \pm \Delta P_{ин}. \quad (2.92)$$

Аналогично предыдущему случаю, пренебрегая скоростью движения топлива в баке  $V_A$ , разностью уровней в плоском крыльевом баке  $Y_A - Y_B$ , гидравлическими и инерционными потерями  $\Delta P_T$  и  $\Delta P_{ин}$  ввиду малости этих членов, с учетом (1.67) получим

$$P_{и} = P_{вх1} - \Delta P_{изб} = \Delta P_{кав} + P_{и} - \Delta P_{изб}. \quad (2.93)$$

Из уравнения (2.93) видно, что основными факторами, определяющими высотность топливной системы, являются: давление насыщенных паров топлива; кавитационный запас давления на входе в подкачивающий насос НП-1 и величина избыточного наддува. Оценка высотности проводится при следующих условиях: расчетная температура топлива для дозвуковых ЛА (с учетом подогрева его при прокачке через магистраль) принимается равной 45°C; для сверхзвуковых ЛА на высотах 8...10 км — 100°C (допустимая максимальная температура для керосина типа РТ).

В реальных условиях на величину давления насыщенного пара топлива кроме температуры и соотношения объемов паровой и жидкой фаз в баке ЛА большое влияние оказывает количество растворенного воздуха, которое прямо пропорционально абсолютному давлению в баке и обратно пропорционально плотности, величине поверхностного натяжения и вязкости топлива. Скорость растворения воздуха  $K_p = 10^{-4} \dots 10^{-2} \text{ м}^3/\text{м}^2\text{с}$ ; скорость выделения воздуха из топлива  $K_v = 10^{-3} \dots 10^{-1} \text{ м}^3/\text{м}^2\text{с}$  (большие величины соответствуют усиленному барботажу), т. е. скорость выделения воздуха на порядок выше скорости растворения. В связи с этим возникает опасность вихреобразования в топливных магистралях с местными понижениями давления и разделением потока на две фазы, что приводит к более rapidному возникновению и развитию кавитации, возникновению пульсаций давления топлива и снижению высотности, особенно при больших скороподъемностях. Например, при наддуве топливных баков из условий бескавитационной работы НП1  $\Delta P_{\text{изб}} = 20 \text{ кПа}$  и скороподъемности  $V_a > 120 \text{ м/с}$  наддув будет определяться скороподъемностью, но не кавитационными характеристиками насосов.

## 2.16. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ

Наибольшее влияние на надежность работы топливных систем оказывают гидравлические потери и кавитационные свойства насосов. В связи с этим методы повышения надежности систем питания двигателей топливом в условиях эксплуатации следующие:

заправка топливных баков кондиционным топливом, т. е. без механических примесей, воды и воздуха;

заправка топливом с низким давлением насыщенного пара; в случае длительных полетов обязательная добавка в топливо жидкостей И, И—М, ТГФ, ТГФ—М или полуфункциональ-

ных присадок с антиводокристаллизующими свойствами, препятствующими образованию кристаллов льда;

добавка в топлива присадок, улучшающих эксплуатационные свойства топлив;

уменьшение гидравлических сопротивлений топливных магистралей за счет грамотной эксплуатации авиационной техники: нельзя допускать коррозии, вмятин и забоин на трубопроводах; необходимо следить за состоянием фильтров, недопуская их засорения и замерзания;

внимательно следить за состоянием дренажной системы и системы наддува, отказы которых могут привести к снижению высотности системы и деформации топливных баков;

желателен перед постановкой на ЛА подбор топливных насосов с лучшими кавитационными характеристиками.

Надежность системы питания двигателей топливом на случай особых ситуаций в полете обеспечивается вышеперечисленными эксплуатационными методами и комплексом конструктивных мероприятий. К числу таких мероприятий относятся следующие:

Система перекрестного питания (кольцевания) на ЛА с двумя и большим числом двигателей. Край перекрестного питания (КПП на рис. 2.1) объединяет топливные магистрали всех двигателей. Применяется при отказе одного или всей группы двигателей для выработки топлива отказавшей группы; при отказе насосов НПИ; при потере топлива из баков одной группы двигателей и организации питания этих двигателей из симметричной группы баков; при возникновении значительной неравномерности выработки топлива из одной из групп баков.

Дублирование НПИ. Два—три насоса работают на одну магистраль питания двигателя или расходного бака. Режим работы либо один и тот же (при этом подача каждого в отдельности обеспечивает двигатель топливом на всех режимах), либо один из насосов работает на ослабленном (дежурном) режиме. Во всех случаях снижается требуемый кавитационный запас и повышается высотность системы.

Резервирование НПИ. В этом случае насосы-дублиеры включаются либо только при отказе основного, либо, как и в предыдущем варианте, переключаются с дежурного режима на рабочий. Оба варианта (дублирование и резервирование) увеличивают массу конструкции и требуют подвода дополнительной мощности на привод.

Использование в качестве дублирующих или резервных насосов с другим типом привода — гидромоторным, гидротурбинным или пневмотурбинным (см. п. 2.13).

Установка в топливных баках отсеков отрицательных пере-

грузок с заборными устройствами и обратными клапанами для исключения отлива топлива от НПП при эволюциях ЛА и под действием перегрузок.

Применение топливных аккумуляторов, обеспечивающих безперебойное питание двигателей топливом при кратковременном отливе его от входного устройства НПП.

Наддув баков для повышения высотности и бескавитационной работы НПП.

## *2.17. ХАРАКТЕРНЫЕ ОТКАЗЫ И НЕИСПРАВНОСТИ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ*

Гидрогазовые системы ЛА с ГТД независимо от типа ЛА принципиально конструируют одинаково. Основными отличиями являются условия для рабочего тела, характеризующиеся давлением, температурой, скоростями движения и наличием материалов, склонных к коррозии. Перечисленные условия, а также задачи, решаемые с помощью гидрогазовых систем, обуславливают конструктивные и функциональные особенности каждой конкретной системы. Специфическими, наиболее характерными и часто встречающимися в эксплуатации дефектами топливной системы ЛА и двигателя являются (табл. 2.1):

засорение фильтров, каналов регуляторов, форсунок, заедание золотников регуляторов из-за наличия в топливе механических примесей и образующихся в топливе взвешенных частиц;

вымывание материала стенок жиклеров, каналов, свищово-видевого покрытия торца ротора, затупление отсечных кромок золотников регуляторов, размывание каналов ротора под действием частиц абразивного характера различного происхождения;

повышенный износ нагруженных деталей качающего узла насоса-регулятора (особенно при высоких температурах) из-за недостаточных противозносных свойств топлив;

снижение эффективности функционирования теплообменных устройств из-за снижения теплопроводности стенок радиаторов, забиваемых отложениями термоокислительного происхождения;

повышенное нагарообразование на элементах камер сгорания и форсунках вследствие увеличения нагарности топлива;

коррозия деталей агрегатов из-за недостаточных антикоррозионных свойств топлив;

зависание плунжеров и снижение подачи топлива, снижение максимальной частоты вращения ротора двигателя, устраняемое регулировкой насоса-регулятора, срез рессоры привода насоса-регулятора из-за заклинивания плунжеров при работе

двигателя на топливе с недостаточными противоизносными свойствами и коррозионной агрессивностью;

автоколебания давления подачи топлива к рабочим форсункам, устраняемые заменой центрального фильтра насоса-регулятора, из-за загрязнения системы автоматического регулирования осадками термоокислительного происхождения при окислении топлива в ТМР на дозвуковых ЛА или в топливной магистрали сверхзвукового ЛА.

Таблица 2.1

*Причины неисправностей топливной системы ЛА и нарушений в работе ГТД, вызванные свойствами топлив*

Внешнее проявление	Характер и причина неисправностей	Предупреждение
Переполнение топливного бака топливом	Примерзание переливного клапана из-за наличия инея в баке. Попадание куска льда под тарелку обратного клапана. Заклинивание поплавкового клапана заправки в результате коррозии его элементов под действием воды. Забивка дренажного трубопровода инеем	Удалять свободную воду из клапана и бака. Применять присадки ТГФ-М и И-М
Отказ (самовыключение) двигателя из-за прекращения подачи топлива в полете и на земле. Падение давления на входе в насос-регулятор	Топливные фильтры тонкой очистки забиты кристаллами льда или механическими примесями с одновременным примерзанием передускного клапана фильтра. Дренажные трубопроводы забиты инеем (кавитация подкачивающих топливных насосов). Отказ топливных насосов подкачки вследствие старения и износа уплотнительных манжет (заклинивание подшипников электродвигателя). Отказ плунжерного насоса из-за зависания клапана постоянного перепада или смещения втулки золотника обратной связи относительно корпуса регулятора или заедание поршня клапана ограничения нарастания давления, топлива вследствие повышенной загрязненности и обводненности топлива и коррозии узлов и деталей	Контролировать загрязненность и обводненность топлива перед заправкой в топливные баки, применять присадки ТГФ-М, И-М
Велико время приемыстости. Параметры двигателя	Жиклеры и дроссели топливо-регулирующей аппаратуры забиты капельной водой и скоагу-	Контролировать загрязненность и обводненность заправляе-

Внешнее проявление	Характер и причина неисправностей	Предупреждение
по расходу топлива и тяге занижены. Неустойчивая работа двигателя	лировавшимися механическими примесями в топливе. Наличие воздушных пробок в топливной системе	мого топлива Проконтролировать давление насыщенных паров топлива
Помпаж двигателя при проверке его приемистости	Зависание золотника клапана ограничения нарастания давления топлива из-за повышенной загрязненности топлива и коррозии втулки или золотника	Контролировать загрязненность топлива. Недостаточные антикоррозионные свойства топлива
Ограничение разгона до промежуточной частоты вращения ротора двигателя при проверке его приемистости	Зависание рейки на штоке гидрозамедлителя, поршня в золотнике клапана ограничения нарастания давления топлива, штока сервопоршня, золотника распределительного клапана вследствие повышенного количества механических примесей и воды в топливе и коррозии деталей топливнорегулирующей аппаратуры. Зависание рейки на штоке гидрозамедлителя, засорение дроссельного пакета или зависание поршня и золотника клапана ограничения нарастания давления топлива вследствие повышенной загрязненности топлива, недостаточной его термоокислительных и противозносных свойств	Контролировать загрязненность и обводненность заправляемого топлива. Использовать антитермоокислительные и противозносные присадки
Самонпроизвольная раскрутка ротора двигателя в полете	Попадание стружки или механических примесей между манжетами и втулкой сервопоршня; нарушение герметичности между втулкой и манжетой из-за разрушения резины ввиду недостаточных противозносных свойств топлива и склонности топлива к вымыванию наполнителя интрильных резин	Контролировать загрязненность и обводненность топлива; использовать противозносные присадки
Нестабильный захук двигателя	Зависание клапана постоянного перепада или клапана сброса, или штока автомата запуска вследствие повышенной загрязненности топлива, недостаточной его термоокислительной стабильности, попадания воды с топливом	Контролировать засоренность и обводненность топлива; применять антитермоокислительные присадки

Внешнее проявление	Характер и причина неисправностей	Предупреждение
Отказ топливо-мера	Наличие илея или конденсата влаги на междуэлектродных поверхностях датчиков топливомеров. Коррозия поверхностей датчиков топливомеров	Контролировать обводненность топлива
Нарушение герметичности топливных баков	Сквозная коррозия баков вследствие присутствия свободной воды и несливаемых остатках топлива	Не допускать свободной воды в баках при длительных (более месяца) стоянках ЛА
Перегрев масла в ТМР	Загрязнение термоокислительными осадками топливных и масляных полостей ТМР из-за недостаточной термоокислительной стабильности топлива и масла	Применять антитермоокислительные присадки
Нестабильность частоты вращения ротора и давления топлива	Зависание плунжеров в роторе насоса из-за недостаточной термоокислительной стабильности топлива	Применять антитермоокислительные присадки

### **III. МАСЛЯНЫЕ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛА**

#### **3.1. НАЗНАЧЕНИЕ МАСЛЯНЫХ СИСТЕМ: ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К МАСЛЯНЫМ СИСТЕМАМ**

Масляные системы предназначены для уменьшения силы трения между взаимно перемещающимися деталями;  
защиты трущихся поверхностей от износа;  
отвода тепла, выделяющегося при трении и передаваемого к охлаждаемым маслом деталям от более нагретых узлов;  
выноса частиц износа из узлов трения;  
уплотнения зазоров между деталями;  
использования масла в качестве рабочей жидкости в некоторых гидроустройствах (управление воздушными винтами, входным направляющим аппаратом реактивного двигателя и др.);  
предохранения деталей от коррозии.

Чтобы эти задачи выполнялись, масляные системы должны удовлетворять следующим основным требованиям:

обеспечение потребной прокачки масла через двигатель на всех режимах его работы в любых условиях эксплуатации (в том числе и при отрицательных перегрузках не менее 5 с);

автономия масляной системы каждого двигателя на много-моторном ЛА;

обеспечение надежного запуска двигателя в диапазоне температур окружающего воздуха — 50...+45°C (на некоторых ЛА с предварительным подогревом при отрицательных температурах);

возможность ускоренного прогрева масла в системе на работающем двигателе;

отсутствие переполнения маслом двигателя на всех режимах его работы и после останова;

обеспечение минимального расхода масла в процессе работы двигателя;

безопасность в пожарном отношении;

закрытая заправка масляной системы;

высокая эксплуатационная технологичность;

возможность автоматизированного контроля работы системы.

### 3.2. УСЛОВИЯ РАБОТЫ МАСЕЛ

Назначение масляной системы в конкретном типе двигателя, требования к ней, тепловые и механические нагрузочные условия работы являются определяющими при выборе характеристик применяемых масел.

#### 3.2.1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ МАСЛА В АВИАЦИОННЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Условия работы масла в авиационных поршневых двигателях являются самыми напряженными из условий работы всех типов двигателей внутреннего сгорания. Характерными особенностями являются большие по площади трущиеся поверхности со значительными удельными давлениями, контактирование масла с процессом горения и продуктами сгорания.

Поршневые двигатели имеют площади трущихся поверхностей до одного квадратного метра, удельные давления на которых (особенно в подшипниках скольжения) достигают  $(6,0...8,0) \cdot 10^4$  кПа ( $600...800$  кгс/см<sup>2</sup>). Эта особенность приводит к повышенной теплоотдаче в масло.

При наличии возвратно-поступательных движений наиболее неблагоприятные условия работы масла возникают в местах реверсирования, т. е. в зонах наименьших скоростей поршня, и особенно у камеры сжатия, где наиболее высокие температуры. Характер изменения температуры и толщины масляной пленки показан на рис. 3.1. В период такта всасывания происходит разжижение масла бензином, пленка масла выдувается из под

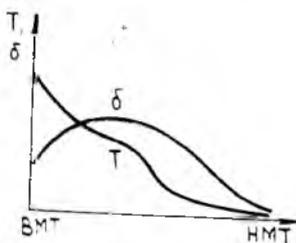


Рис. 3.1. Изменение температуры и толщины пленки масла по длине цилиндра поршневого двигателя

первых колец в такте сжатия и выгорает при контактировании с открытым пламенем. Контактное с большими лучистыми и тепловыми (до  $2500^{\circ}\text{C}$ ) потоками, продуктами полного и неполного горения приводит к потере смазочной способности масла, резкому изменению его физико-химических и эксплуатационных свойств. Интенсивное лакообразование из-за высокой температуры в зоне поршневой группы ( $200...280^{\circ}\text{C}$ ) вызывает ухудшение теплопроводности поршня и при-

горание поршневых колец. Последнее приводит к более интенсивному проникновению масла в камеру сгорания и горячих газов из камеры сгорания в картер двигателя. Вследствие этого возможно снижение мощности двигателя, заедание поршней, поломка поршневых колец и обрыв шатунов.

Для обеспечения жидкостного трения и уплотнения зазора между поршнем и цилиндром масло должно иметь вязкость  $0,20 \dots 0,22 \text{ м}^2/\text{с}$  ( $20 \dots 22 \text{ сСт}$ ) при температуре  $100^\circ\text{C}$ . Масло в двигателе находится в соприкосновении с разнообразными металлами и сплавами, в разной степени каталитически ускоряющими процессы его окисления: различные стали, алюминиевые сплавы, баббиты, свинцовая бронза, латунь, кадмиево-серебряные сплавы и др.

Давление подачи масла в поршневом двигателе находится в пределах от  $400 \dots 450 \text{ кПа}$  ( $4 \dots 5 \text{ кг/см}^2\text{-Ан-2}$ ) до  $700 \text{ кПа}$  ( $7,0 \text{ кгс/см}^2\text{-Ка-26}$ ). Минимальная температура на входе в двигатель  $50^\circ\text{C}$  (Ан-2) и  $30^\circ\text{C}$  (Як-18Т, Ка-26); рекомендуемая —  $60 \dots 75^\circ\text{C}$  (Ан-2) и  $50 \dots 60^\circ\text{C}$  (Ка-26). На входе в двигатель одновременно допускается температура  $85^\circ\text{C}$  (Ан-2) и  $75^\circ\text{C}$  (Ка-26). Максимально допустимая температура масла на выходе  $125^\circ$  в течение не более 10 мин.

Теплоотдача в масло у поршневого двигателя может быть оценена по формуле

$$q = (0,06 \dots 0,12) 632 \text{ Ne}$$

или

$$q = (160 \dots 320) \text{ Ne} \quad (3.1)$$

и составляет  $1680 \text{ кДж/мин}$  на Ан-2;  $4410 \text{ кДж/мин}$  на Ил-14;  $672 \text{ кДж/мин}$  на Ка-26.

При постоянной средней температуре масла  $t_{\text{ср}} = (t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}})/2 = \text{const}$  теплоотдача пропорциональна квадрату оборотов:

$$q = q_0 (n/n_0)^2, \quad (3.2)$$

где индекс «0» соответствует режиму малого газа.

Через поршневой двигатель прокачивается от  $0,020$  до  $0,065 \text{ м}^3/\text{мин}$  ( $1100 \dots 3800 \text{ л/ч}$ ) масла. Расход масла за счет выгорания, испарения легких фракций с уносом их в дренажную систему и утечки через уплотнения составляет  $1,6$  (Як-18Т, Ка-26) ...  $2,0 \text{ г/кВт}$  ( $1,2 \dots 1,5 \text{ г/л.с.ч.}$ ). Срок службы масла 100 ч (Ан-2, Як-18Т, Ка-26).

### 3.2.2. УСЛОВИЯ РАБОТЫ МАСЛА В ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Характерными особенностями конструкций современных турбореактивных двигателей являются отсутствие подшипников

скольжения и уравновешенность роторов. Несмотря на большую скорость вращения и значительный гироскопический момент двигателя работают при максимальной радиальной нагрузке на подшипники качения, не превышающей 15000 Н, что значительно меньше, чем нагрузки на подшипники качения поршневых двигателей. Это позволяет использовать масло с критической нагрузкой разрушения масляной пленки  $P_{кр} = 300 \dots 400$  Н (масло для поршневых двигателей имеет  $P_{кр} = 700 \dots 750$  Н). В ТРД с осевым компрессором и в ТВД наблюдаются большие осевые силы, приводящие к контактным нагрузкам до  $(196 \dots 294) \cdot 10^4$  кПа (2000...30000 кгс/см<sup>2</sup>).

Количество тепла, выделяемое при работе подшипника качения, прямо пропорционально нагрузке на подшипник  $N$  и произведению диаметра вала  $D$  на скорость вращения  $n$ :

$$q_{пк} = 237,75 \cdot 10^{-4} f_{тр} N D n, \quad (3.3)$$

где  $f_{тр}$  — относительный коэффициент трения качения: для радиально-опорных шариковых подшипников  $f_{тр} = 0,001 \dots 0,002$ ; для радиально-упорных  $f_{тр} = 0,002 \dots 0,004$ ; меньшие значения — для масел типа трансформаторного, большие — для масел типа МК-22.

Подшипники качения современных турбореактивных двигателей имеют ресурс, зависящий (на некоторых выполненных конструкциях) от работы масляной системы и свойств масел. На рис. 3.2 и 3.3 показан характер зависимости температуры наружной обоймы подшипника от расхода масла, проходящего через него, и температуры масла на входе в двигатель.

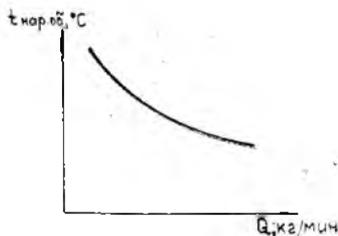


Рис. 3.2. Зависимость температуры наружной обоймы упорного подшипника от расхода масла

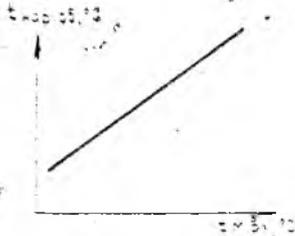


Рис. 3.3. Влияние температуры масла на входе в двигатель на температуру наружной обоймы подшипника

Работа масляной системы усложняется тем, что подшипники, расположенные вблизи горячих деталей двигателя, дополнительно нагреваются теплом, передаваемым от этих деталей, и

часть этого тепла должна быть отведена маслом. Подшипники компрессора в работе нагреваются до 120...200°C, турбины — до 250...300°C. После выключения двигателя за счет прекращения прокачки масла температура подшипников кратковременно увеличивается (рис. 3.4). Масло в этом случае имеет температуру более 140°C, т. е. период после останова двигателя является самым тяжелым для системы смазки ГТД. Наличие кислорода приводит в этот момент к интенсивному коксованию масла, что постепенно приводит к накоплению осадков на стенках каналов, уменьшая проходное сечение последних.

В процессе останова двигателя значительно изменяются свойства масел. В эксперименте, проведенном ГосНИИ ГА, через 500 циклов вязкость масла МС-8П увеличилась на 20%, кислотное число (мгКОН/г масла) увеличилось более чем в 10 раз, содержание механических примесей возросло в 7 раз.

Узлы ТРД и ТРДД для сверхзвуковых самолетов имеют большие механические и температурные нагрузки, и процессы испарения кокса и лакообразования масла протекают более интенсивно. Отвод тепла от масла осуществляется (так же) керосином в ТМР, но вследствие значительных скоростей полета его температура увеличивается, и, следовательно, возможность охлаждения масла уменьшается (рис. 3.5).

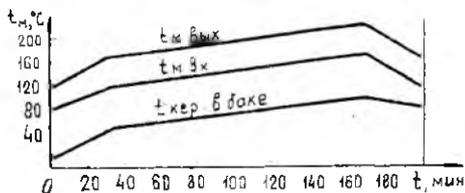


Рис. 3.5 Зависимость температуры масла в двигателе «Олимп-593» от продолжительности полета

Минеральные масла таких условий не выдерживают. Оптимальное значение кинематической вязкости масел ТРД при 100°C 0,025 м<sup>2</sup>/с (2,5 сСт). Предельная пусковая вязкость, при которой возможен запуск двигателя без подогрева, составляет около 40 м<sup>2</sup>/с (4000 сСт). Расход масла в ТРД не превышает 0,40 · 10<sup>-4</sup> м<sup>3</sup>/мин (2,5 л/ч), поэтому емкость масляных систем невелика, но из условий съема тепла прокачка масла составляет примерно (15.60) · 10<sup>-3</sup> м<sup>3</sup>/мин (15...60 л/мин) с кратностью прокачки масла по первому контуру двухконтурной масляной системы до 300 раз в течение часа.

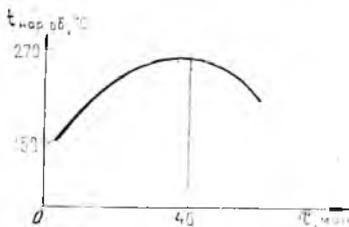


Рис. 3.4 Изменение температуры наружной обоймы подшипника турбины после включения двигателя

В ТВД шестерни редуктора работают при контактных напряжениях  $(120...150) \cdot 10^4$  кПа ( $12000...15000$  кг/см<sup>2</sup>). Передаваемая мощность достигает 11800 кВт (16000 л. с.). Жидкостное трение в таких условиях обеспечивается маслом с большей вязкостью, чем в ТРД, т. е. маслом с улучшенными смазывающими и противозадирными свойствами. Наличие редуктора в 3—4 раза увеличивает поток тепла в масло, поэтому через ТВД в зависимости от мощности прокачивается от  $85 \cdot 10^{-3}$  до  $135 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/мин с кратностью прокачки при емкости системы с баком до 70 л около 20,0 раз в течение часа для короткозамкнутой системы с объемом до 20 л.

В ТВД масло является рабочей жидкостью для управления шагом винта, механизм которого во избежание утечек через многочисленные зазоры требует, чтобы вязкость масла была в пределах  $0,65...0,075$  м<sup>2</sup>/с ( $6,5...7,5$  сСт) при 100°С. Одновременно турбокомпрессору двигателя, как и в ТРД, для быстрого и легкого запуска необходимо маловязкое масло. Компромиссным решением является применение смесей маловязких дистиллятных и высоковязких остаточных масел в пропорциях зависящих от мощности двигателя. Некоторые ТВД работают на синтетическом масле.

Силовые установки вертолетов имеют две самостоятельные масляные системы: систему питания маслом ГТД и систему питания редукторов. Это обусловлено более тяжелыми условиями работы масел в редукторе, чем в двигателе. Одной из главных задач масляной системы редукторов является полное устранение схватывания поверхностей зубьев шестерен. Масла должны обладать высокими противозадирными и противозадирными свойствами. Вязкость масел при 100°С примерно  $0,10$  м<sup>2</sup>/с (не менее 9,8 сСт).

### *3.3. МАСЛА, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ*

Нефтяные минеральные масла получают при разгонке мазутов с последующим удалением из них определенных групп соединений, ухудшающих эксплуатационные свойства. Добавление присадок является наиболее простым способом улучшения свойств масел. Композиция нескольких присадок придает минеральным маслам необходимые свойства.

В связи с ростом механических и тепловых нагрузок, особенно в двигателях сверхзвуковых самолетов, повышения требований к маслам и значительного расширения температурного диапазона их работы проводится большая работа по созданию синтетических масел.

### 3.3.1. МАСЛА ДЛЯ АВИАЦИОННЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В поршневых двигателях применяют масла МК-22, МС-20 и МС-20С. Первая буква означает авиационное масло, вторая — способ очистки (кислотно-контактная или селективная), числа — минимальную вязкость в сантистоксах при 100°C. В масле МС-20С (наличие буквы С после числа) содержится до 1% серы. Масла имеют неудовлетворительные низкотемпературные свойства: масла МС застывают при температуре —18°C, МК — при —14°C. Работоспособность масел находится в диапазоне температур от —10 до +140°C. Нормальная продолжительность заправки и запуска обеспечивается при температуре не ниже +20°C. Все три сорта взаимозаменяемы.

Наибольшее сходство с отечественными маслами по уровню вязкости 18,7...21 сСт при 99°C имеют следующие зарубежные масла: сорт 1100 *Mil-Z-6082*, тип 2 *Mil-Z-22851B* (США); сорт В/О *DERD-2472* В/О, сорт *D-80* или *D-100 DERD-2450* (Англия); сорт 1100 *AIR-3560* (Франция) и др.

### 3.3.2. МАСЛА ДЛЯ АВИАЦИОННЫХ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Для масляных систем современных дозвуковых ТРД применяют маловязкие нефтяные масла МК-8, МК-8П, МС-8, МС-8П, МС-6 и трансформаторные марки «ТК». Вязкость масел в наименовании определена при 50°C. Вязкость масла ТК 9,6 сСт (0,096 м<sup>2</sup>/с).

Для улучшения термоокислительной стабильности добавляется антиокислительная присадка ДБПК-69 (дибутилпаракрезол) или толанол—0 в количестве 0,6% весовых, после чего к названию сорта добавляется буква П. Температурный диапазон работы масел без присадки —20... +120°C, с присадкой —25... +150°C. По смазывающей способности все масла равноценны и взаимозаменяемы.

В США на самолетах с ТРД применяются минеральные масла *Mil-0-6081B* (сорт 1010) и *Mil-0-6081B* (сорт 1005) с вязкостью 0,03...0,04 м<sup>2</sup>/с при 98,9°C. В Англии: *DEngRD-2490* (международное обозначение OM-11 и обозначение фирмы «Shell» *Turbine oil-3*), (*DED-3479*)0 и *DED-2480* — минеральные масла с вязкостью около 0,075 м<sup>2</sup>/с (7,5 сСт) при 98,9°C. В международных портах разрешена дозаправка отечественных самолетов минеральными маслами *DEngRD-2490*, *Mil-0-6081B* (сорт 1010) и *Turbine oil-3*.

В нашей стране для ТРД выпускаются следующие синтетические масла. ВНИИ НП 50-1-4Ф работоспособно до температуры 175°C и кратковременно до 200°C. Вязкость кинематическая при 100°C не менее 0,032 м<sup>2</sup>/с (3,2 сСт), при -40°C не более 20,0 м<sup>2</sup>/с (2000 сСт). Плотность при 20°C 926 кг/м<sup>3</sup>. ЛНМЗ 36/1К — работоспособно до 200°C, кратковременно до 250°C и в течение одного часа до 300°C. Кинематическая вязкость при 100°C не менее 0,035 м<sup>2</sup>/с, при -40°C не более 28,0 м<sup>2</sup>/с. Плотность 980...997 кг/м<sup>3</sup> при 20°C. Температура застывания синтетических масел —60°C.

Запуск двигателей на этих маслах возможен без подогрева до температуры -40...-50°C. Оба масла можно смешивать с нефтяными, но делать это нецелесообразно. Масла хорошо работают в двигателях как дозвуковых, так и сверхзвуковых самолетов.

В США широко используются синтетические масла, например *Mil-L-7808G*, в Англии *DEngRD-2487*. Отечественные самолеты зарубежными синтетическими маслами заправлять не разрешается.

### 3.3.3. МАСЛА ДЛЯ АВИАЦИОННЫХ ТУРБОВИНТОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Для обеспечения надежной работы ТВД используются смеси маловязких и высоковязких нефтяных масел. Предполагают, что носителем качеств, необходимых для смазки и охлаждения подшипников ротора, являются масла типа МК-8, а носителем противозносных свойств, обеспечивающих работу редукторов, масла типа МК-20. Смесевые масла готовят в службах ГСМ. Главным недостатком смесевых масел является усиление лакообразования после испарения легких фракций. На ТВД мощностью до 2900 кВт (4000 л.с.) используются смеси, состоящие из 75% МК-8 (МК-8) и 25% МК-20 (МК-22), обозначаемые СМ-4.5. Большие мощности ТВД требуют для работы смесь из 75% МК-20 (МК-22) и 25% МК-8 (МК-8)-СМ-11.5. Последняя может быть заменена маслом МН-7,5 (смесь нефтяной основы с антиокислительной, противозносной, антикоррозионной и загущающей присадками). Это масло работает в диапазоне температур -35...+140°C и позволяет производить запуск двигателя без подогрева до температуры -25°C.

За рубежом для ТВД широко используются минеральные масла спецификаций *DED-2479/0* без присадки и *DED-2479/1* с присадкой, выдерживающие большие давления. Вязкость 0,03...0,075 м<sup>2</sup>/с при 98,9°C.

На вертолетах с ТВД используются минеральные масла МК-8 (-8П), МК-8 (-8П) и ТК. Для масляных систем трансмиссий

и главных редукторов вертолетов используются маслосмеси СМ-8 (50% МК-8 и 50% МС-20 (МК-22)), СМ-9 (67% гипоидного масла и 33% АМГ-10) и масло ВНИИ НП-25 (низкозастывающая основа балахашской масляной нефти, загущенная высоковязким компонентом с антиокислительной и противозадирной присадками).

В летнее время СМ-8 заменяется на СМ-11,5 и СМ-9 на гипоидное масло.

Из синтетических масел в нашей стране получили распространение для ТВД самолетов ВНИИ НП-7, с вязкостью 0,075...0,080 м<sup>2</sup>/с при 100°С, допускающее запуск двигателей без подогрева при температуре до -30°С, и для вертолетных ГТД единое полиэфирное масло Б-3В. Последнее имеет плотность при 20°С около 990 кг/м<sup>3</sup>; вязкость при 100°С не менее 0,05 м<sup>2</sup>/с, при -40°С не более 120 м<sup>2</sup>/с. Температура застывания не выше -60°С. Масло способно работать в интервале температур от -35 до +200°С. При испытании получена вдвое большая удельная нагрузка, чем при испытании масла МС-20. Масло может работать без замены в течение полного ресурса двигателя.

#### *ЛА гражданской авиации, использующие рассмотренные марки масел и их смесей*

В-38 — самолет Л-410, вертолеты: Ми-2, Ми-8, Ми-8П;  
ВНИИ НП-50-1-4Ф, МК-8П — самолеты: Ту-134, Ту-134А,  
Ту-154, Ту-154А, Ту-154Б;

МК-8, МК-8П, МС-8П — самолеты: М-15, Як-40, Ил-62,  
Ил-62М, Ил-76, Ил-76Т, вертолеты:  
Ми-6, Ми-10;

СМ-4,5 — самолеты: Ан-12, Ан-24, Ан-26, Ан-26А, Ан-30, Ил-18;  
МН-7,5 — самолет Ан-22.

Главные редукторы вертолетов с ГТД:

Б-3В — Ми-8 в летнее и зимнее время;

СМ-9 — Ми-2 в летнее и зимнее время;

СМ-8, СМ-11,5 — Ми-6 и Ми-10 в зимнее и летнее время соответственно.

#### **3.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОЙ ПРОКАЧКИ МАСЛА ЧЕРЕЗ ГТД**

Количество масла, необходимое для отвода тепла от подшипника качения, работающего в ГТД, зависит от многих факторов, важнейшие из которых вошли в выражение для определения потребного расхода:

$$Q_{\text{п}} = \frac{q_{\text{пк}} + q_{\text{г}}}{c_{\text{м}} \rho_{\text{м}} (t_{\text{м вых}} - t_{\text{м вх}})}, \quad (3.4)$$

где  $q_{\text{пк}}$  — количество тепла, выделяемое при работе подшипника качения (см. 3.3), Дж/мин;

$q_{\text{г}}$  — количество тепла, передаваемое подшипнику от горячих деталей двигателя, Дж/мин;

$c_{\text{м}}$  — удельная теплоемкость масла, Дж/кг·К;

$\rho_{\text{м}}$  — плотность масла, кг/м<sup>3</sup>;

$t_{\text{м вых}}$ ,  $t_{\text{м вх}}$  — температура масла соответственно на выходе из двигателя и на входе в него, °С.

Из зависимости (3.4) следует, что для уменьшения прокачки масла желательно иметь низкую температуру масла на входе и высокую на выходе. При работе на минеральных маслах поддерживать низкую температуру на входе (менее +40°С при выходе на режим) не рекомендуется из-за увеличения вязкости, снижающей располагаемую прокачку. Это приводит к уменьшению теплоотвода, перегреву подшипника и разрушению его элементов (в первую очередь шариков, имеющих худшие условия теплоотвода). К аналогичным результатам — *масляному голоданию* — приводит закоксовывание масляных каналов при повышении температуры масла на земле из-за высокой температуры наружного воздуха, проходящего через воздушно-масляный радиатор или не обеспечивающего достаточный отвод тепла в топливно-масляный радиатор, покрытый смолистыми отложениями. Длительная работа двигателя на режимах выше номинального приводит к значительному увеличению притока теплового потока  $q_{\text{г}}$  к подшипникам, что затрудняет работу масляной системы и повышает возможность смолообразования.

Высокая температура масла на выходе из двигателя  $t_{\text{м вых}}$  опасна из-за возможного перегрева подшипников—в то же время ее увеличение обуславливает уменьшение потребной прокачки масла. Следует отметить, что легированные стали при температуре выше 175°С уменьшают твердость, что приводит к снижению работоспособности подшипников и возможному выходу их из строя. Увеличение перепада температур  $\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{м вых}} - t_{\text{м вх}}$ , который через потребную прокачку оказывает влияние на мощность качающих узлов и емкость масляной системы, стало возможным с переходом на синтетические масла.

Количество масла, потребное для обеспечения надежной работы приводов  $Q_{\text{пр}}$  можно определить, если известны мощности установленных агрегатов  $N_{\text{агр}}$  и механический КПД передач. Допуская, что все тепло трения в передачах отводится с маслом, получаем выражение

$$Q_{пр} = \frac{25,122 \cdot 10^4 (1-\eta) N_{агр}}{c_M \rho_M \Delta t_M}, \quad (3.5)$$

где  $N_{агр}$  — подставляется в ваттах (Вт).

Если в двигателе имеются гидромеханизмы, использующие масло в качестве рабочей жидкости, необходимо учесть прокачку масла, потребную для их работы. В ТВД масло дополнительно используется на смазку и охлаждение редуктора. Прокачку через него  $Q_D$  можно оценить по выражению (3.5). Таким образом, полная прокачка масла через двигатель определится суммой перечисленных локальных прокачек

$$Q_{дв} = \sum Q_n + Q_{пр} + Q_{гм} + Q_D, \quad (3.6)$$

где  $\sum Q_n$  — суммарная прокачка по числу подшипников.

Кроме процессов закоксовывания масляных каналов и форсунок прокачка через двигатель значительно усложняется вспениванием масла при выделении растворенного воздуха. Пенообразование зависит от сорта масла (растворимость воздуха при нормальных условиях в различных сортах масла лежит в пределах от 4 до 12 объемных %), его вязкости, величины поверхностного натяжения и высоты полета. Это приводит к тому, что откачивающие магистрали имеют производительность в 2,5..3 раза больше нагнетающих при условии принятия специальных мер для уменьшения содержания воздуха в масле. К таким мерам относятся центробежные воздухоотделители, эффективность которых зависит от скорости вращения и геометрических размеров. Все параметры имеют оптимальные значения, зависящие от расхода и вязкости масла. Центрифуги уменьшают содержание растворенного воздуха до 4..5%.

Вторым направлением является снижение поверхностного натяжения масел введением кремнийорганических присадок (полиметилсилоксан — ПМС-200А и др.) в количестве 0.002...0.005% по объему. При этом одновременно у масел улучшается термическая стабильность и уменьшается испаряемость.

В заключение отметим, что потребная прокачка масла через двигатель зависит от типа двигателя, его тяги или мощности, теплонапряженности газодинамического тракта, совершенства конструкции, режима полета, свойств масла и других факторов, учесть которые очень сложно.

### 3.5. КОЛИЧЕСТВО МАСЛА В СИСТЕМЕ

Количество масла в системе двигателя, включая масляный бак, зависит от количества масла, расходуемого двигателем в полете, наибольшей продолжительности полета данного типа

ЛА, условий обеспечения устойчивой работы нагнетающего насоса, объемов масляных полостей агрегатов, двигателя и трубопроводов:

$$m_{\text{мс}} = m_{\text{расх}} + m_{\text{мин}} + m_{\text{тр}} + m_{\text{агр}} + m_{\text{дв}}. \quad (3.7)$$

Рассмотрим состояние части этой суммы. Нормы расхода масла при летной эксплуатации — это регламентированное количество масла, необходимое для выполнения полетов ЛА каждого типа. Нормы устанавливают на основании статистики и стендовых испытаний для создаваемых двигателей, уточняют по данным летных испытаний типа ЛА и выражают часовым расходом  $Q_m$  (табл. 3.1).

Таблица 3.1  
Средние нормы расхода масел при летной эксплуатации ЛА с реактивными двигателями

ЛА	Масло, смесь	Расход, кг/ч
Ан-12	СМ-4,5	3,0
Ан-24, Ан-24Т	СМ-4,5	1,5
Ан-26	СМ-4,5; ВНИИ ИП-50-1-4Ф	1,5
Ан-30	СМ-4,5; 36/1К	1,5
Ил-62, Ил-62М	МК-8; МК-8П; МС-8П	3,0; 2,0
Ил-76, Ил-76Т	МК-8; МК-8П; МС-8П	2,0
Ту-134, Ту-134А, Ту-134Б	МК-8П; ВНИИ ИП-50-1-4Ф	1,5
Ту-154, Ту-154А, Ту-154Б	МК-8П; ВНИИ ИП-50-1-4Ф	2,0; 3,0; 3,0
Як-40	МК-8П; Б-3В	1,0
Ми-2	СМ-9	0,6
Ми-8, Ми-8П, Л-410	Б-3В	1,0
Ми-6, Ми-10	СМ-8, СМ-11,5	4,0

Напомним, что в полете масло расходуется за счет испарения легких фракций, утечек через лабиринтные уплотнения и выброса с выделившимся воздухом через дренажную систему. Таким образом, количество масла, расходуемого в полете:

$$m_{\text{расх}} = Q_m t_{\text{пол}}, \quad (3.8)$$

где  $t_{\text{пол}}$  — наибольшая продолжительность полета для данного типа ЛА.

Условия обеспечения устойчивой работы нагнетающего насоса масляной системы, как и насосов топливной системы, определяются в первую очередь отсутствием кавитационных явлений на входе в качающий узел. Бескавитационная работа насоса будет обеспечена при определенном давлении на входе в него, превышающем давление насыщенных паров. Это давление обеспечивается расположением масляного бака выше входного патрубка в насос и определенным уровнем масла в баке, опреде-

ляющим величину  $m_{\min}$  в равенстве (3.7). Для ТВД к этому количеству добавляется определенный объем, необходимый и достаточный для флюгирования вента.

Таким образом, сумма первых двух членов выражения (3.7) представляет собой количество масла, находящегося в масляном баке двигателя. Для предотвращения выброса масла через дренажную систему и улучшения условий воздухоотделения полный объем бака выполняется на 10...15% больше количества масла в баке. Остальные составляющие определяют количество масла в трубопроводах ( $m_{\text{тр}}$ ), в масляных полостях агрегатов ( $m_{\text{агр}}$ ), насосах, радиаторах, воздушном венте и в двигателе ( $m_{\text{дв}}$ ). Величины  $m_{\text{дв}}$ ,  $m_{\text{агр}}$  и  $m_{\text{тр}}$  предварительно оцениваются по чертежам и компоновочным схемам и уточняются после выполнения системы в металле. В табл. 3.2 приведены объемные данные по масляным системам некоторых ЛА.

Таблица 3.2

Объемные характеристики масляных систем ЛА  
с ТРД и ТВД

Показатели	Ан-12	Ан-24	Ил-62	Ту-134	Ту-154	Як-40
Вместимость, л:						
маслосистемы	68	64	42	40	55	19,5
полного маслобака	56,5	40	35	23	39	10
объем масла в баке	28	37	32	20	39	9
объем ТМР (ВМР)	13,5	9	3,15	4,4	2	1,65
Охлаждающая поверхность ТМР (ВМР), м <sup>2</sup>	11,87	8,8	1,49	4,14	0,985	1,08

Из таблицы видно, что сумма последних трех слагаемых первого показателя составляет значительную величину, причем она меньше для ТРД и больше для ТВД.

### 3.6. СХЕМЫ МАСЛЯНЫХ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛА

Масляную систему двигателя условно разделяют на внешнюю и внутреннюю, являющуюся составной частью конструкции двигателя. Внешняя часть системы состоит из масляного бака, топливно-масляного (ТРД) или воздушно-масляного (ТВД) радиатора, трубопроводов нагнетающей, откачивающей и суфлирующей магистралей, элементов управления, контроля и сигнализации.

На современных двигателях внешняя часть системы размещена на двигателе, что уменьшает длину трубопроводов, их вес и гидравлическое сопротивление. При этом упрощается монтаж и демонтаж двигателя и повышается надежность его работы. Все выполненные масляные системы имеют устройства заправки, слива масла и контроля его количества в баке. Во всех внутренних масляных системах высоконагруженные подвижные поверхности (подшипники, зубчатые и шлицевые соединения, втулки и др.) смазываются маслом, подводимым под давлением; маслонегруженные поверхности — путем разбрызгивания (барботажа) масла. Для ПД и ТРД давление масла на пониженных режимах составляет 0,2...0,3 МПа, на основных 0,40...0,55 МПа. ТВД имеют меньший диапазон давлений, сдвинутый в сторону основных режимов. Эти давления определены конструктивными решениями двигательной части масляной системы, работой струйных форсунок системы смазки и охлаждения и условиями отвода тепла от нагретых элементов.

Масляные полости двигателя сообщаются с атмосферой. На всех реактивных двигателях суфлирование осуществляется через центробежные маслоотделители.

### 3.6.1. МАСЛЯНЫЕ СИСТЕМЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Масляные системы поршневых двигателей (рис. 3.6) относятся к классу замкнутых (циркуляционных). В таких системах

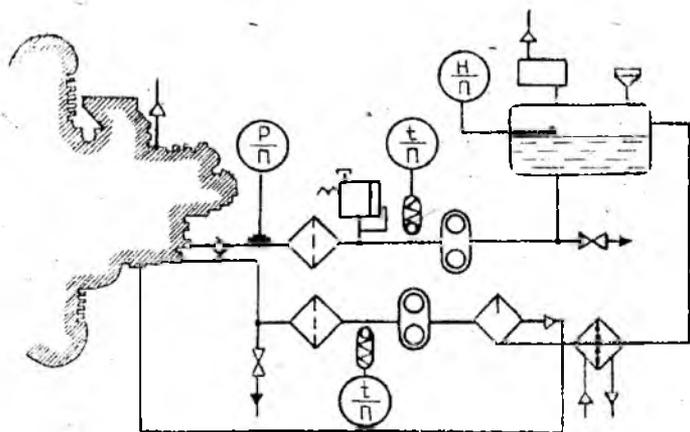


Рис. 3.6. Принципиальная схема масляной системы поршневого двигателя

масло из двигателя после очистки, частичного отделения воздуха и охлаждения возвращается в бак, из которого после дополнительного отделения воздуха и охлаждения снова подается в двигатель. Такая схема движения масла называется *одноконтурной*. После нагнетающей ступени масляного насоса устанавливается редукционный клапан, предохраняющий фильтр от разрушения при чрезмерно вязком масле. Обратный клапан в нагнетающей магистрали открывается только при определенном давлении, превышающем статический напор масла перед насосом. Тем самым предотвращается перетекание масла из бака в неработающий двигатель. На выходе из двигателя масло фильтруется и частично освобождается от воздуха, например, в маслоотстойнике. После этого, пройдя воздушно-масляный радиатор, охлажденное масло тангенциально поступает в цилиндрический колодец маслобака, освобождаясь при таком движении от растворенного воздуха с минимальным образованием пены.

Забор масла в нагнетающую магистраль осуществляется из нижней точки колодца. Таким образом, по масляной системе циркулирует только часть масла, находящегося в системе. Разделение масла в баке на циркулирующий и запасный объемы способствует более быстрому прогреву масла при запуске двигателя. В то же время часть тепла от поступающего масла через стенки колодца переходит к основному маслу. Поступление свежего масла в циркулирующий объем происходит через окна в нижней части масляного колодца. Воздушная полость бака сообщается с атмосферой либо через дренажный трубопровод, либо через дренажный бачок, предотвращающий выброс масла через дренаж при действии на ЛА отрицательных перегрузок. В обоих случаях масляная система называется *открытой*. Датчики температуры и давления масла находятся на участке внутренней части масляной системы. Слив масла обязателен из двигателя и маслобака.

### 3.6.2. МАСЛЯНЫЕ СИСТЕМЫ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Масляные системы ГТД подразделяются на разомкнутые и замкнутые (циркуляционные). *Разомкнутые масляные системы* применяются в температурно напряженных двигателях одноразового или кратковременного действия. Масло в таких двигателях после работы значительно изменяет эксплуатационные свойства и через газозвушной тракт удаляется из двигателя. В конструктивном отношении такие системы значительно проще. В двигателе масло подается сжатым воздухом. Агрегаты откачивающей магистрали отсутствуют. По такой схеме выпол-

нены масляные системы отдельных теплонагруженных опор ГТД с использованием вместо масла керосина с последующим сжиганием его в двигателе.

*Циркуляционные системы ГТД* в зависимости от схемы движения масла подразделяют на одноконтурные, двухконтурные и короткозамкнутые. В одноконтурной масляной системе ГТД, так же как и в масляной системе ПД (см. рис. 3.6), масло из двигателя после очистки от механических примесей проходит через воздухоотделитель (в ГТД центробежного типа, с сообщением воздушной магистрали с атмосферой через двигатель), где почти полностью освобождается от растворенного воздуха, охлаждается в ТМР (ТРД) или ВМР (ТВД) и возвращается в масляный бак через верхний штуцер струей по стенке (спокойнее струя и меньшая вероятность пенообразования). В отличие от бака поршневого двигателя в одноконтурной масляной системе ГТД работает все масло. Забор масла из бака ТРД осуществляется через нижний штуцер, выступающий от дна на 3...5 мм, нижняя часть бака выполняет роль отстойника механических частиц. В ТВД заборный штуцер масляной системы расположен над дном значительно выше, постоянно оставляя в баке количество масла, необходимое для флюгирования впитки (флюгерный насос имеет свой, низко расположенный заборный штуцер).

Все масляные системы ГТД закрытого типа, т. е. дренаж их осуществляется через двигатель. Высотность таких систем больше, чем открытых. Кроме того исключается выброс масла и попадание пыли и влаги в систему из атмосферы. В современных масляных системах ГТД обязательна установка центробежных сифлеров — центробежных маслоотделителей (рис. 3.7). Одно-

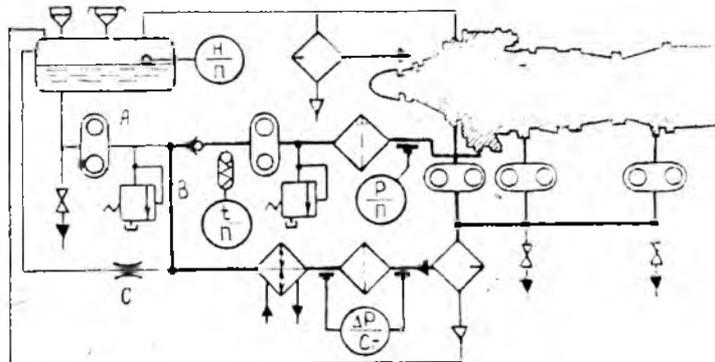


Рис. 3.7. Принципиальная схема двухконтурной масляной системы ГТД

контурная схема масляной системы применяется на большинстве современных самолетов с ТРД.

Высотность ЛА, как отмечалось в разделе «Топливные системы», определяется работой топливной системы, зависящей, кроме конструктивных и других факторов, от некоторых эксплуатационных и физико-химических свойств топлив, таких как давление насыщенных паров, испаряемость, температура кипения, содержание растворенного воздуха; и физических параметров — температура, давление. При этом главным свойством является давление насыщенных паров в конкретных условиях. Напомним, что значение этого параметра составляет 40,0...53,3 гПа (30...40 мм рт. ст.). Чем меньше эта величина, тем на большей высоте из-за развития кавитации возможны срыв работы насосов и перебои в снабжении двигателей топливом.

Все рассуждения о высотности топливной системы, приведенные в п. 2.15, справедливы для масляных одноконтурных систем. Однако поскольку давление насыщенных паров масел для ТРД составляет 16...20 гПа (12...15 мм рт. ст.), теоретически высотность одноконтурных масляных систем больше топливных (при прочих равных условиях примерно на 2 км). Поправки в худшую сторону дает температура масла на входе в нагнетающий насос (в некоторых случаях она может быть выше температуры топлива) и растворенный воздух. Основные магистрали двухконтурной масляной системы (см. рис. 3.7) аналогичны одноконтурной (см. рис. 3.6). Различие состоит в том, что у двухконтурной имеется подкачивающий насос подпитки А и два контура течения масла — основной (выделенный на схеме жирной линией) и дополнительный, соединяющий основной контур с маслобаком магистралью с жиклером С. По основному контуру циркулирует 90% прокачиваемого масла. Около 10% проходит через жиклер С в бак для подогрева запаса масла. В результате ограниченного количества масла, находящегося в постоянной работе, сокращается время его прогрева и подготовки ЛА к полету. Такая схема, выполненная на самолетах Ту-114, Ил-62 и других, обеспечивает высотность системы до 17 км за счет повышенного давления масла на входе в нагнетающий насос, создаваемого насосом подпитки А. При исключении из схемы магистрали В и жиклера С схема становится одноконтурной.

В некоторых ТВД (на самолетах Ан-10, Ил-18, Ан-24 и др.) используется короткозамкнутая схема масляной системы, отличающаяся от двухконтурной отсутствием магистрали с жиклером С. В этой схеме масло, минуя бак, циркулирует по контуру: двигатель — радиатор — насос — двигатель.

Поддержание повышенного давления на входе в основной

масляный насос и пополнение израсходованного масла в рабочем контуре производится из бака насосом подпитки А (см. рис. 3.7). В этом случае бак не используется для дополнительного охлаждения масла, это увеличивает размеры и вес радиатора (см. табл. 3.2). Другим недостатком схемы является большая мощность устройства для отделения воздуха.

Короткозамкнутые системы обладают всеми преимуществами двухконтурных. Высотность такой системы практически неограничена из-за меньших гидравлических потерь короткого контура.

В масляных системах самолетов с ТВД предусмотрена еще одна магистраль с постоянной циркуляцией небольшого количества горячего масла: селекторный клапан регулятора постоянной частоты вращения ротора двигателя — трубопровод системы флюгирования воздушного винта — бак, — чем обеспечивается постоянная готовность к работе системы флюгирования при отрицательных температурах окружающего воздуха.

### 3.6.3. ОСОБЕННОСТИ МАСЛЯНЫХ СИСТЕМ ВЕРТОЛЕТОВ С ТВД

Системы смазки вертолетов с ТВД состоят из изолированных друг от друга: масляной системы турбокомпрессорной части двигателя и масляной системы главного редуктора. *Масляная система двигателя* — циркуляционная, под давлением, выполнена по одноконтурной схеме открытого типа. На двигателях большой мощности их суфлирование осуществляется через центробежные маслоотделители. В некоторых случаях масло из двигателя дополнительно охлаждается путем подогрева элементов конструкции воздухозаборников. В остальных масляные системы вертолетных двигателей не отличаются от самолетных.

*Масляная система главного редуктора* (редуктора несущего винта) — циркуляционная, одноконтурная, открытая, т. е. аналогична масляной системе двигателя. Охлаждение масла осуществляется в ВМР. Роль маслобака выполняет поддон редуктора или его маслоотстойник. В некоторых выполненных конструкциях (МИ-6) масляная система главного редуктора объединена с масляными системами свободной турбины (турбины винта) и трансмиссии. Это повышает безопасность полета при одновременном отказе одного из двигателей и его обгонной муфты. Свободная турбина остановившегося двигателя будет вращаться вместе с несущим винтом в условиях нормально работающей масляной системы.

В связи со значительными гидравлическими потерями в объединенных масляных системах для их надежной работы перед насосами, нагнетающими масло к деталям трансмиссий и под-

шипникам валов турбины и винта, устанавливаются дополнительные масляные насосы подпитки. Промежуточные и хвостовые редукторы имеют автономные системы смазки с заправкой масла непосредственно в картер редуктора. Смазка осуществляется барботажем, под давлением от автономного масляного насоса или одновременно обоими методами. В промежуточных и хвостовых редукторах используются масла марок ВНИИ НП-25 и гипойдное масло.

### *3.7. ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГТД, ОМЫВАЕМЫХ МАСЛОМ*

Масло, циркулирующее в работающем двигателе, является носителем информации об интенсивности и степени износа деталей двигателя. Тесная корреляционная связь между скоростью износа и накоплением частиц в масле, изменением физико-химических свойств масла обуславливает в последние годы разработку методов диагностики технического состояния сопрягаемых деталей внутренней масляной системы двигателей.

Диагностирование основано на обнаружении и улавливании металлических частиц износа с помощью фильтров; магнитных пробок; фильтров-сигнализаторов, срабатывающих при замыкании электродов металлическими частицами; спектрального анализа масла в наземных лабораториях; анализа изменения формы частиц и их поверхности; рассеивания и ослабления пучка света при прохождении его через поток масла; анализа изменения вязкости масла.

Возможно создание бортовой аппаратуры анализа масла, контролирующей скорости изменения износа деталей. На рис. 3.8 показаны зависимости изменения концентрации продуктов износа от времени наработки.

Наибольший интерес в случае создания бортовой установки представляет атомно-абсорбционная спектроскопия (возбуждение атомов в пламени при высоких температурах) — возможно использование лазера. Количество масла для анализа  $0,01 \dots 0,1 \text{ см}^3$ . Минимальная концентрация элементов, в миллиграммах на один грамм масла составляет для Fe — 0,005; Си — 0,003; Al — 0,01; Cr — 0,0005; Pb — 0,0001.

К преимуществам бортовой системы диагностирования фактического состояния узлов двигателя, омываемых маслом, относятся:

отсутствие документации на каждый двигатель, хранящейся на протяжении всего времени его эксплуатации;

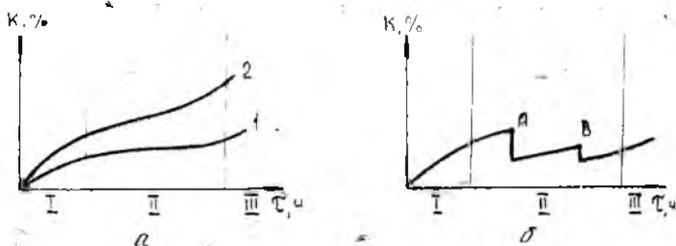


Рис. 3.8. Зависимость изменения концентрации продуктов износа от наработки: 1 — масло с удовлетворительными эксплуатационными свойствами; 2 — масло с ухудшенными эксплуатационными свойствами; 3 — долив свежего масла в точках (по времени) А и В; зоны: I — приработка; II — накопление продуктов износа при нормальной работе; III — интенсивный износ, обусловленный разрушением элементов двигателя

своевременная оценка состояния сопряженных деталей, омываемых маслом в любой момент полета;

повышенная достоверность результатов за счет использования циркулирующего масла на работающем двигателе.

Следует отметить, что результаты анализа наземных лабораторий дают искаженную картину, поскольку до слива масла для анализа значительное количество механических примесей оседает.

### 3.8. ЗАПРАВКА МАСЛЯНЫХ СИСТЕМ

Заправка масляных систем ЛА производится во многих случаях: нового ЛА; после замены двигателей или некоторых агрегатов масляной системы, после отработки двигателем ресурса, дозаправка масляной системы свежим маслом. Высоковязкие и некоторые смесевые масла при низких температурах сливаются после останова двигателя. Перед полетом заправка маслосистемы осуществляется горячим (80...90°C) маслом.

Во всех случаях после опрессовки системы маслом обязательны запуск и опробование двигателя с последующей проверкой (после его останова) уровня масла в баке и при необходимости дозаправкой его. При обнаружении на фильтре частиц цветных металлов проводится тщательный анализ возможных причин появления их в масле, осмотр двигателя и промывка фильтров. Масло обязательно подлежит замене с последующим запуском и опробованием двигателя. В случае чистых фильтров двигатель допускается к дальнейшей эксплуатации.

Для заправки маслом используются маслозаправщики марок: МЗ-150 (на базе ЗИЛ-150 или ЗИЛ-164) для заправки поршневых самолетов, МЗ-51М (на базе ГАЗ-51) и МЗ-66 (на базе ГАЗ-66) для заправки маслами всех типов ЛА. *Маслозаправщики* — специальные установки, выполненные по одной компоновочной схеме на шасси автомобиля. Специальное оборудование состоит из цистерны — котла, подогревающего масло до 95°C, приемо-раздаточной системы, нагревательной системы, насоса с приводом, контрольно-измерительных приборов. Оборудование МЗ позволяет наполнять котел маслом из любых резервуаров, нагревать масло до требуемой температуры, заправлять маслом ЛА открытым способом, перекачивать масло из одной емкости в другую, минуя свой котел, перемешивать масло в котле, откачивать масло из раздаточных рукавов по окончании заправки.

В эксплуатации применяется универсальный заправщик АЗЗМ2 для открытой заправки гидросистем, пусковых и масляных систем и заправки ЛА сжатым воздухом и азотом и заправщик специальными жидкостями ЗСЖ-66 для заправки гидравлических, пусковых (бензином) и масляных систем ЛА открытым и закрытым способом с нагревом масла до +65°C. Последний транспортабелен в самолете Ан-12 и вертолете Ми-6.

### 3.9. ОСНОВНЫЕ ОТКАЗЫ И НЕИСПРАВНОСТИ МАСЛЯНЫХ СИСТЕМ

Нарушения работы масляных систем возможны по конструктивно-производственным причинам, из-за нарушений правил эксплуатации и технического обслуживания и в связи с ухудшением эксплуатационных свойств масел. Обобщенно основные отказы и неисправности масляных систем сводятся к изменениям давления и температуры масла в системе, выходящим за пределы, указанные в инструкциях по эксплуатации; повышенному расходу масла и нарушению герметичности. Повышение давления масла в системе связано с отказом перепускных клапанов насосов (зависание клапана, поломка пружины, попадание под тарелку клапана твердых частиц), недозаправкой системы во время технического обслуживания, повышенным расходом или уходом масла из системы, загрязнением фильтров.

Повышение давления обусловлено заклиниванием редукционного клапана в закрытом положении и перезатяжкой его пружины. Постоянное повышение температуры масла по мере увеличения наработки двигателя вызывается загрязнением охлаждающей поверхности в радиаторе. Эпизодическое повышение

температуры может вызвать высокая температура воздуха и плохие условия обдува ВМР в наземных условиях и отказ механизма управления створками ВМР. Закоксовывание форсунок, подающих масло к узлам трения, также приводит к росту температуры масла из-за масляного голодания — давление при этом как правило не изменяется. К аналогичному результату приводит недостаточное количество масла в баке. Повышенный расход масла при отсутствии течи возможен в случае разрушения талькированных поверхностей лабиринтных уплотнений. В результате масло попадает в компрессор, загрязняя лопатки и воздух. Дефект обнаруживают по наличию талька в масляных фильтрах и характерному запаху горелого масла в кабине экипажа или пассажирском (грузовом) отсеке.

Большое влияние на увеличение расхода масла оказывают повышенные режимы летной эксплуатации ЛА в случаях износа или загрязнения газоздушного тракта, некоторых атмосферных условиях и др. Повышение расхода наблюдается при нарушении уплотнений, ослаблении соединений, негерметичности соединений трубопроводов и агрегатов, разрушении трубопроводов усталостного характера и при повышенных вибрациях.

В случае нарушения герметичности ТМР возможно попадание керосина в масляную систему. При этом будет наблюдаться либо неизменный уровень в маслобаке, либо его увеличение, приводящее, как и при перезаливке масла в процессе заправки, к выбросу масла через дренаж.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Газогазовые системы ДА	4
1.1. Определение газогазовых систем. Общие требования, предъявляемые к газогазовым системам ДА	4
1.2. Отказы и неисправности газогазовых систем ДА	5
1.3. Свойства рабочих жидкостей	6
1.4. Гидравлические и инерционные потери давления в жидкостных магистралях	8
2. Топливные системы ДА	17
2.1. Назначение топливных систем. Предъявляемые требования	17
2.2. Запас топлива, размещенного на ДА	18
2.3. Принципиальная схема топливной системы современного ДА и назначение ее элементов	19
2.4. Способы выработки топлива из баков	21
2.5. Схемы присоединения баков к магистралям питания двигателей	27
2.6. Системы перекачки топлива	28
2.7. Системы дренажа и наддува топливных баков ДА	32
2.8. Системы заправки топливом ДА	37
2.9. Системы слива топлива	44
2.10. Насосы топливной системы	46
2.11. Характеристики центробежных насосов	51
2.12. Кавитация в центробежных насосах	59
2.13. Привод центробежных насосов	65
2.14. Совместная работа топливных магистралей и насосов	70
2.15. Высотность топливной системы	73
2.16. Методы повышения надежности топливных систем	75
2.17. Характерные отказы и неисправности топливных систем	77
3. Масляные системы двигателей ДА	78
3.1. Назначение масляных систем. Основные требования, предъявляемые к масляным системам	81
3.2. Условия работы масла	82
3.3. Масла, применяемые в авиационных двигателях	86
3.4. Определение потребной прокачки масла через ГТД	89
3.5. Количество масла в системе	91
3.6. Схемы масляных систем двигателей ДА	93
3.7. Диагностирование технического состояния деталей ГТД, омываемых маслом	99
3.8. Заправка масляных систем	100
3.9. Основные отказы и неисправности масляных систем	101

*Жуков Константин Алексеевич*  
*Углов Борис Алексеевич*

## ТОПЛИВНЫЕ И МАСЛЯНЫЕ СИСТЕМЫ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Редактор Е. Д. Аягонова  
Техн. редактор Г. А. Усачева  
Корректор Н. Д. Чайникова

Свод. тем. пл. № 125.

Сдано в набор 6.08.90 г. Подписано в печать 4.10.90 г.  
Бумага оберточная. Гарнитура литературная. Печать высокая.  
Формат 60×84 1/16. Усл.п.л. 6,1. Усл.кр.-отт. 6,3. Уч.-изд.л. 6,0.  
Тираж 500 экз. Заказ 539. Цена 30 к.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени  
авиационный институт имени академика С. П. Королева.  
443086 Куйбышев, Московское шоссе, 34.

---

Тип. ЭОЗ Куйбышевского авиационного института.  
443061 Куйбышев, ул. Ульяновская, 18.