

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА  
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

А.И. Белоусов, А. М. Уланов

**Динамика и прочность ракетных двигателей**

Электронный курс лекций

Работа выполнена по мероприятию блока 1 «Совершенствование образовательной деятельности» Программы развития СГАУ на 2009 – 2018 годы

по проекту «Разработка образовательных стандартов СГАУ по специальности 160700.65 – Проектирование авиационных и ракетных двигателей по направлению подготовки бакалавров 160700.62 – Двигатели летательных аппаратов со сквозной документацией и создание исследовательских лабораторных работ и прогрессивных технологий лекционных занятий»

Соглашение № 1/4 от 03 июня 2013 г.

САМАРА

2013

УДК 629.76.04:621.675

ББК 39.55

Б438

Авторы: Белоусов Анатолий Иванович, Уланов Александр Михайлович

Рецензент: д-р техн. наук, профессор Балякин В.Б.

### **Белоусов, А.И. Динамика и прочность ракетных двигателей**

[Электронный ресурс]: электрон. курс лекций/А.И. Белоусов, А.М. Уланов; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (Нац. исслед. ун-т). – Электрон. текстовые и граф. дан. (11,2 Мбайт). – Самара, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM). – Систем. требования: ПК Pentium; Windows 98 или выше.

В состав курса входят:

1. электронное учебное пособие «Динамика и прочность ракетных двигателей»,
2. презентация,
3. контрольные вопросы.

В электронном курсе лекций изложено содержание лекционного материала первой части учебной дисциплины «Динамика и прочность ракетных двигателей» - конструкция насосов и турбин турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей, вопросы их проектирования и конструирования.

Курс лекций предназначен для подготовки специалистов, обучающихся по специальности 160302 «Ракетные двигатели» (ГОС-2); для специалистов направления подготовки 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», изучающих дисциплину «Проектирование турбонасосных агрегатов» в 8 семестре; для магистрантов по направлению 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов», изучающих дисциплину «Исследование рабочего процесса ракетных двигателей и энергетических установок» в А-семестре.

Электронный курс лекций подготовлен на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов СГАУ.

© Самарский государственный  
аэрокосмический университет, 2013

## СОДЕРЖАНИЕ

Определения, обозначения и сокращения . . . . .	5
ВВЕДЕНИЕ . . . . .	7
1 РОЛЬ И ЗНАЧЕНИЕ ТНА КАК СТРУКТУРНОГО ЭЛЕМЕНТА СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ . . . . .	9
1.1 ТНА как структурный элемент ЖРД . . . . .	9
1.2 Общие требования к турбонасосным агрегатам ЖРД и принципы их реализации. . . . .	9
1.3 Конструктивные особенности ТНА и условия работы насосов и турбин . . . . .	9
2 КОНСТРУКЦИЯ НАСОСОВ ТНА . . . . .	30
2.1 Параметры насосов и требования к насосам . . . . .	30
2.2 Классификация насосов и основные их СЭ . . . . .	32
2.3 Центробежные насосы . . . . .	35
2.4 Направления улучшения антикавитационных свойств центробежных насосов ЖРД . . . . .	50
2.5 Осевые насосы . . . . .	58
2.6 Шнековые насосы . . . . .	59
2.7 Особенности изготовления деталей насосов ТНА . . . . .	65
3 КОНСТРУКЦИЯ ТУРБИН ТНА . . . . .	68
3.1 Комплексный подход к проектированию турбин ТНА. . . . .	68

3.2 Общие требования к турбинам ТНА ЖРД и принципы их реализации . . . . .	.69
3.3 Параметры, характеризующие техническое совершенство турбин ТНА ЖРД . . . . .	70
3.4 Осевые турбины ТНА . . . . .	75
3.5 Радиальные турбины ТНА . . . . .	.89
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК . . . . .	91

## ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

ВСНТП – вытеснительная система топливопитания

ЖГГ – жидкостный газогенератор

ЖРД – жидкостный ракетный двигатель

ТНА – турбонасосный агрегат

НДС – напряженно-деформированное состояние

КПД – коэффициент полезного действия

CAD – computer-aided design

CAE – computer-aided engineering

НСТП – насосная система топливопитания

РК – рабочее колесо

РП – радиальный подшипник

РУП – радиально-упорный подшипник

ГУ – граничное условие

СЭ – структурный элемент

ШЦБН – шнекоцентробежный насос

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящее учебное пособие представляет собой первую часть комплекса пособий, предназначенных для внедрения новой концепции подготовки высококачественных специалистов по специальности 160302 и направлениям подготовки 160700.65 и 160700.68 на основе глубокой конструкторской подготовки с использованием сопряжённых гидро- и газодинамических, термодинамических, тепловых, прочностных, деформационных, динамических и технологических моделей оценки параметров эффективности создаваемых изделий и управления ими на этапе проектирования и доводки конструктивных систем, подсистем и структурных элементов турбонасосных агрегатов.

Компоненты топлива подаются в камеру жидкостного ракетного двигателя (ЖРД) или вытеснением их из баков наддувом последних (вытеснительная система топливопитания - ВСТП), или с помощью насосной системы топливопитания (НСТП).

ВСТП применяется для двигателей незначительных тяг, используемых для старта самолётов или небольших ракет – геофизических, зенитных и др. В этом случае давление в баках повышенное, следовательно, толщина их стенок увеличенная, что уменьшает полезную нагрузку ракетносителя (РН).

В НСТП используются насосы — устройства, преобразующие механическую энергию привода в потенциальную энергию давления жидкости. Насосы обеспечивают подачу компонентов топлива с заданными параметрами — объёмным  $V$  или массовым  $m$  расходом и давлением  $p_{вых}$ .

В ЖРД для привода насосов чаще всего применяют газовые или жидкостные (гидравлические) турбины.

В двигателях летательных аппаратов (ДЛА) совокупность лопаточных машин как источников напора (давления) с турбинным приводом называется *турбомашинной*. Если турбиной приводится насос, такая турбомашинная называется *турбонасосным агрегатом (ТНА)*.

Насосы и турбины компонуют в единый турбонасосный агрегат. ТНА как система состоит из ряда структурных элементов (СЭ). Насосы и турбины в этом смысле являются одними из основных СЭ ТНА.

НСТП ЖРД предложил еще в 1927 г. К. Э. Циолковский. Ф. А. Цандер в 1932 г. составил схему ЖРД, в которой в качестве привода насосов предполагал использовать турбину, работающую на газе, отводимом из основной камеры сгорания. В 1940 г. в КБ, возглавляемом В. П. Глушко, был разработан проект ЖРД — самолётного ускорителя на азотной кислоте  $\text{HNO}_3$  и керосине. Шестеренчатые насосы этого ЖРД приводились во вращение от вала основного поршневого двигателя через гидромufту. В 1942—1946 г.г. ускоритель РД-1 и его модификации проходили стендовые и лётные испытания. В эти же годы в КБ Л. С. Душкина были созданы и испытаны основные самолётные ЖРД (РД-2М и др.) на  $\text{HNO}_3$  и керосине. Турбина ТНА в них питалась продуктами разложения перекиси водорода  $\text{H}_2\text{O}_2$  в жидкостном газогенераторе (ЖГГ) с твёрдым катализатором и приводила во вращение через редуктор центробежные насосы основных компонентов и  $\text{H}_2\text{O}_2$ . Следует отметить, что за рубежом после 1945 г.  $\text{H}_2\text{O}_2$  подавалась в ЖГГ ЖРД по-прежнему с помощью отдельной ВСТП.

Таким образом, отечественные разработки ЖРД, вообще, и ТНА, в частности, по многим направлениям схемных решений, конструирования, изготовления и доводки не только не отставали от зарубежных, но и значительно опережали их.

Стремительность в совершенствовании отечественных двигателей поражает.

Ракетный двигатель был и остаётся символом достижений отечественной научной и технической мысли.

## **1 РОЛЬ И ЗНАЧЕНИЕ ТНА КАК СТРУКТУРНОГО ЭЛЕМЕНТА СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

### **1.1 ТНА КАК СТРУКТУРНЫЙ ЭЛЕМЕНТ ЖРД**

ТНА предназначен для подачи топлива в камеру двигателя.

ТНА состоит из турбины, насосов окислителя и горючего, которые назовём *структурными элементами* (СЭ) ТНА. Иногда ставятся дополнительные насосы, например, для подачи жидкости в газогенератор (ГГ) и наддува баков.

Конструкция и характеристики работы ТНА в основном определяются его *конструктивной системой, т. е. совокупностью СЭ. Условным графическим отображением этой системы является конструктивная схема. Она характеризуется типом, количеством и взаимным расположением СЭ.*

Выбор конструктивной схемы является начальным этапом проектирования ТНА.

Простейшая конструктивная схема насоса (рис. 1.1, а) состоит из корпуса 1 и рабочего колеса (РК) 2. Это центробежный насос (ЦБН). РК ЦБН называют также крыльчаткой. Для улучшения антикавитационных качеств насоса на входе в РК ставят осевой преднасос — шнек (III) 3 (рис. 1.1, б). Такой насос называется шнекоцентробежным (ШЦБН). У него шнек 3 и РК 2 посажены на один вал и вращаются с одинаковой угловой скоростью вращения



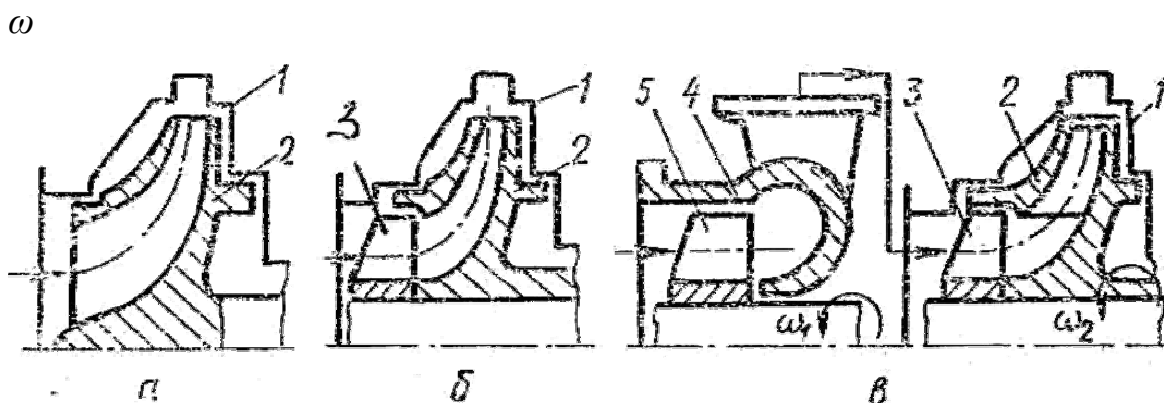


Рис. 1.1. Конструктивные схемы насосов:

а — ЦБН; б — ШЦБН; в — с БТНА;

1 — корпус насоса; 2 — РК; 3 — шнек; 4 — корпус БТНА; 5 — шнек БТНА

(в дальнейшем для упрощения будем называть её скоростью вращения или просто скоростью).

Для уменьшения массы ТНА необходимо увеличить скорость вращения ротора, но при этом требуется повышенное давление на входе в насос, что утяжеляет баки. Это противоречие стимулировало создание выносных преднасосов (рис. 1.1, в), играющих роль подкачивающего (бустерного) ТНА (БТНА), и насосов двухкаскадных схем. В последнем случае насос (каскад I) и преднасос (каскад II) вращаются с разными скоростями, которые выбираются из условий обеспечения безкавитационной работы (для преднасоса) и минимальной массы конструкции (для насоса).

БТНА устанавливаются перед основным ТНА. В двигателях нижних ступеней БТНА располагают вблизи основного ШЦБН или на нем для использования больших инерционных подпор и выработки компонента в длинной трубе, соединяющей бак с двигателем. Для верхних ступеней инерционный подпор и длина труб невелики, поэтому БТНА устанавливают у бака.

Преднасосами могут быть шнеки (осевые насосы — ОН), ШЦБН, эжекторы, а основными насосами — ЦБН и ОН.

В ТНА применяются различные типы газовых и гидравлических турбин (Т) — осевые (ОТ), радиальные центростремительные (ЦСТ) и центробежные (ЦБТ).

Выбор типа турбин и насосов определяется свойствами топлива, параметрами, условиями эксплуатации и назначением двигателя, а также конструктивными соображениями, такими как:

- удобство компоновки узла в схеме ТНА и двигателя в целом;

- принятая пневмогидравлическая схема двигателя — без дожигания (газ после турбины выбрасывается за борт летательного аппарата и не участвует в создании полезной тяги) или с дожиганием (газогенераторный газ дожигается в основной камере сгорания);

- обеспечение минимальных массы и габаритов;

- требования максимальной экономичности и высокого уровня коэффициента полезного действия;

условия обеспечения оптимальной разгрузки осевых сил в ТНА; получение достаточной прочности элементов и максимальной надежности двигателя;

- обеспечение минимального времени экспериментально-доводочных работ в процессе отработки двигателя на заданные параметры;

- технологичность и простота выбранной конструкции при серийном изготовлении и др.

При наличии уже отработанных конструкций немаловажное значение имеет, использование опыта их создания.

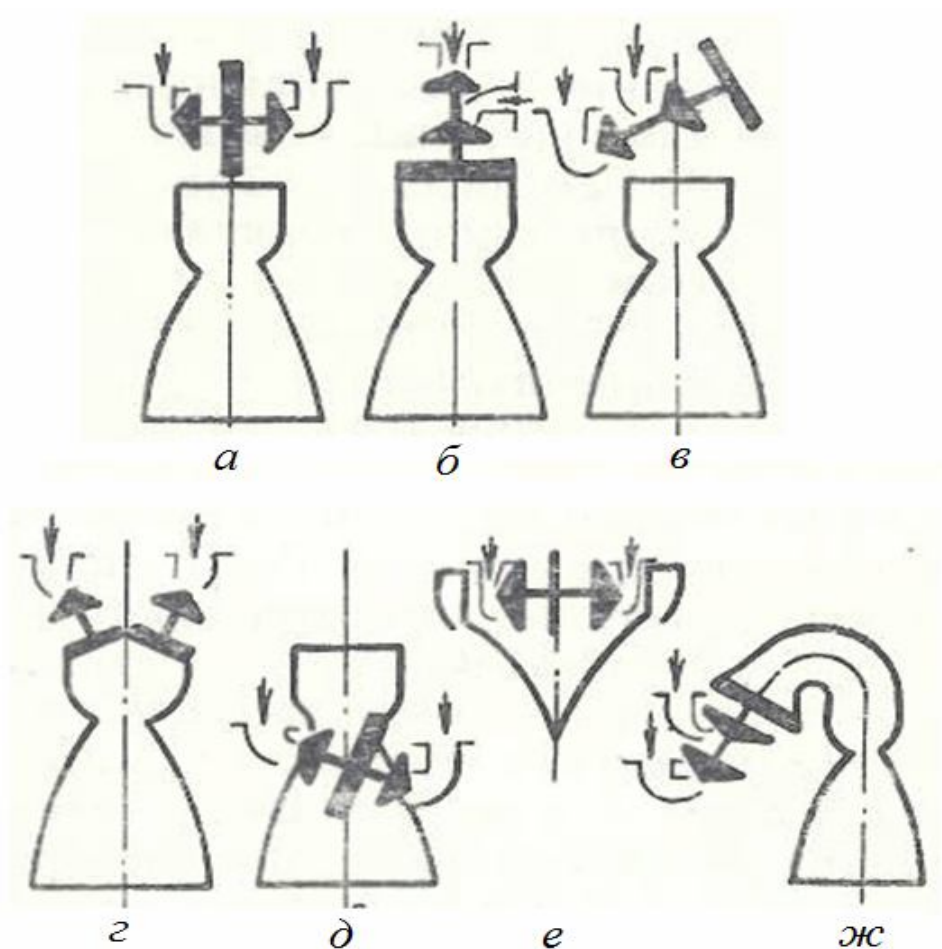
Унификация элементов конструкции, основных принципов расчетного и конструкторского проектирования узла является фактором, позволяющим создать новый двигатель в сжатые сроки с высокой надежностью и наименьшими материальными затратами.

*Принципы проектирования связаны с методами производства.* При проектировании можно исходить из возможностей, которые обеспечивают методы изготовления, а можно определить необходимую точность для спроектированной конструкции ТНА, т. е. вопрос состоит в том, что должно быть выбрано сначала—конструкция элементов ТНА или методы и допуски изготовления. При создании ТНА, естественно, приходится учитывать эти оба подхода и идти на целесообразный компромисс.

При этом, как бы глубоко ни были изучены физические явления, нельзя не принимать во внимание субъективные факторы, такие как квалификация работников, чувство ответственности, здравый смысл, терпение, развитое осязание, интерес к делу, стремление к новому, способность к оправданному риску и т. д.

Для двигателей больших тяг ТНА по размерам и сложности конструкции может быть сравнен с авиационными двигателями. Создание надёжно работающего ТНА требует больших знаний, высокой квалификации, опыта и времени.

Проектирование изделий новой техники образно можно сравнить с постоянным достижением развилочек, на которых пет указателей. Тем не менее уже на ранних стадиях проектирования требуется глубокая проработка вопросов, связанных с выбором концепций, параметров, конструктивной и силовой схем ТНА и его отдельных узлов с учётом компоновки ТНА в двигателе (рис.1.2).



*Рис. 1.2. Схемы компоновки ТНА в двигателе*

Пороки, заложенные в проект на этапе эскизного проектирования- могут привести к проигрышу по габаритам, массе, технологичности конструкции, трудоемкости изготовления, срокам создания, стоимости или даже поставить под вопрос судьбу изделия. Эти пороки в дальнейшем могут

быть неустрашимыми, несмотря на требовательность и настойчивость руководителей и старания творческих коллективов.

На ценность проектных решений влияет большое число факторов и их сочетаний, например, свойства и параметры рабочих сред насосов и турбины, компоновка ТНА на ЖРД (рис. ), кратность включения ТНА в полёте и др. Поэтому необходимо знать классификационные признаки схем ТНА и факторы, влияющие на выбор схем с учетом условий использования ТНА. Таким образом, возрастает роль системного подхода к проектированию.

Основная цель пособия заключается в изложении материала, необходимого для подготовки специалистов по ЖРД с формированием у них *системного проектно-конструкторского мировоззрения*. Для этого с позиций системного подхода изложены основные положения по системам ТНА, что облегчает формализацию проектно-конструкторского процесса для САПР ТНА.

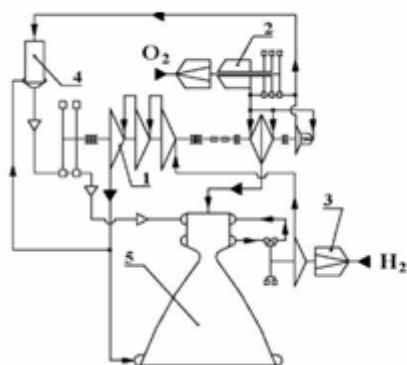


Рис. 1.3. Схема системы питания ЖРД РД0120: 1 - ТНА; 2 - БТНА кислорода;

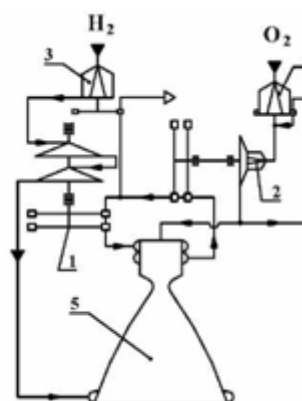


Рис. 1.4 СХема системы питания ЖРД РД0146:1 - ТНА водорода;

3 - БТНА водорода; 4 - газогенератор;  
5 - камера

2 - ТНА кислорода; 3 - БТНА  
водорода; 4 - БТНА кислорода;  
5 - камера

Наиболее простую конструкцию имеет однороторный ТНА (рис. 1.5), в котором колесо осевой турбины 3 посажено на один вал с центробежными колесами 8 и 13 насосов и горючего окислителя, соответственно. Силовая система ТНА состоит из силовых систем ротора и корпуса, соединённых между собой с помощью радиального 4 и радиально-упорного 17 подшипников. В силовую систему ротора входят все вращающиеся вместе с валом детали, включая и шнековое колесо 14. Силовая система корпуса состоит из корпуса выходного устройства 21, соплового аппарата второй ступени 20, корпуса 1 турбины, коллектора подвода газа 2 с соплами 19, крышки 7 и корпуса 9 насоса окислителя, корпуса 12 и крышки 15 насоса

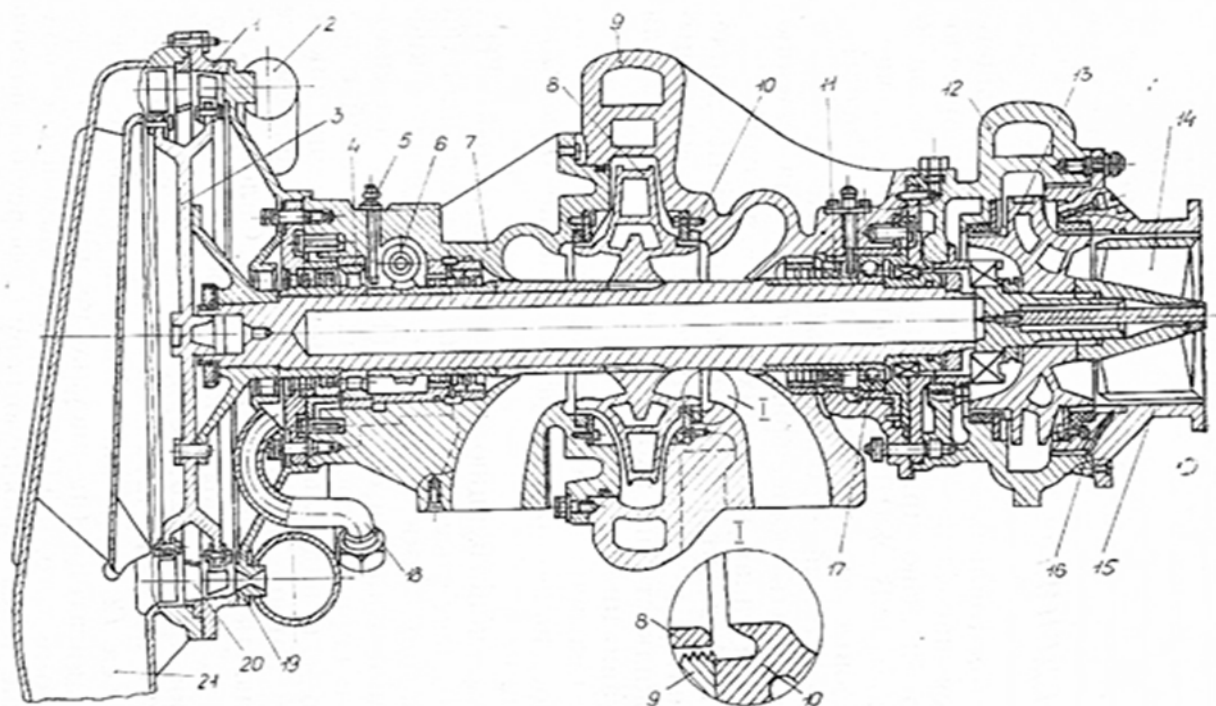


Рис. 1.5. ТНА самолетного ЖРД : 1 - корпус турбины; 2 - коллектор подвода парогаса; 3 - диск турбины; 4 - радиальный подшипник; 5 - подвод масла для смазки подшипника; 6 - червячная пара привода маслонасоса; 7 - крышка насоса окислителя; 8 - колесо насоса окислителя; 9 - корпус насоса окислителя; 10 - уплотнение по борту крыльчатки; 11 -

уплотнение вала; 12 - корпус насоса горючего; 13 - колесо насоса горючего; 14 - шнек; 15 - крышка насоса горючего; 16 - канал отбора жидкости высокого давления на вход в крыльчатку, 17 - радиально-упорный подшипник; 18 - дренаж парогаса; 19 - сопло; 20 - направляющий аппарат; 21 - выхлопное устройство

горючего, крепления ТНА к раме двигателя (на рисунке не показано) и крепежных деталей. Кроме того, в ТНА имеются маслонасос, приводимый во вращение через червячную пару 6, форсунки подачи масла 5, уплотнения 11 полостей подшипников, а также уплотнения 10 по буртам центробежных колес, дренаж 18 полости перед турбиной и канал 16, соединяющий выход из насоса горючего с его входом.

Насосы первых ТНА имели центробежные колёса открытого или полузакрытого типа с односторонним входом (давление подачи в насос 2...4 МПа, частота вращения колёс 400...500 рад/с). Для их привода применялись одно- и двухступенчатые активные турбины с парциальным подводом газа, имевшие небольшую мощность и невысокий КПД (см. в табл.1.1 ТНА ЖРД А-4 ракеты V-2). Иногда между турбиной и насосами устанавливался редуктор.

Таблица 1.1. Изменение параметров ТНА в процессе их развития

ТНА ЖРД	Массовый расход, кг/с	Максимальное давление подачи, МПа	Угловая скорость вращения ротора, рад/с	Время работы, с	Мощность турбины, МВт	КПД ТНА	Удельная мощность ТНА, МВт/кг
А-4	122	2,0	400	65	0,342	0,20	0,0023
F-1	2700	9,0	580	4500	44,2	0,35	0,005
SSME(H <sub>2</sub> )	65,8	49,0	3500	27000	56,0	0,5	0,17

Повышение удельного импульса  $I_y$  ЖРД потребовало увеличения давления в камере и, следовательно, повышения давления подачи насосов

где  $P_n$  – давление подачи (давление на выходе из насоса);

$P_k$  – давление в камере ЖРД;

$\Delta P_{фс}$  – перепад давления на форсунках;

$\Delta P_{гсм}$  – потери давления подачи на преодоление гидравлических сопротивлений магистрали, соединяющей выход из насоса.

Повышение давления жидкости в одноступенчатом центробежном насосе

где  $P_1$  – давление на входе в насос;

$K_{из}$  – коэффициент напора колеса;

$u_2^2$  – квадрат окружной скорости колеса на периферии;

$r_2$  – радиус периферии колеса;

$\omega$  – угловая скорость колеса, рад/с;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Увеличение  $r_2$  привело бы к росту массы насоса, поэтому целесообразнее увеличивать частоту вращения ротора. Однако при этом возникает опасность появления кавитации на входе в колесо. На рис. 1.5 показано, что для предотвращения кавитации перед центробежным колесом 13 установлено осевое (шнек) 14, имеющее лучшие антикавитационные свойства. Для снижения скорости компонента на входе в крыльчатку, особенно при увеличении расхода окислителя, центробежное колесо 8 проектируется с двухсторонним входом.

Если используются дополнительные рабочие среды для генерации газа, используемого в турбине, или для наддува баков, то предусматривают установку на некоторых ТНА ещё одного или двух дополнительных насосов, соединённых с валом основного насоса через мультипликатор, а также испарителя для получения газа (обычно – для наддува баков).

Перевод турбины и системы наддува баков на питание газом, получаемым при газификации основных компонентов топлива, позволил вернуться к двух-насосной схеме ТНА. Обеспечение же оптимальных



условий работы турбины и насосов потребовало использования редукторных схем ТНА (рис.1.5) или же отдельных ТНА для каждого компонента (см. рис. 1.5).

Питание турбины газом, имеющим большой расход или малую плотность ( $H_2$  или восстановительный газ с большим избытком  $H_2$ ), позволило обеспечить его подвод по всей окружности лопаточного венца колеса турбины (рис. 1.6), а это устранило радиальную силу, возникающую на вале турбины при парциальном подводе. Были приняты меры для снижения радиальной силы и от колёс насосов, а также для разгрузки радиально-упорных подшипников от действия значительных осевых сил.

Для снижения давления наддува баков на выходе из них стали устанавливать бустерные насосы, приводимые во вращение турбиной, питаемой газом от основного или вспомогательного ЖГГ.

Значительные изменения параметров ТНА и их конструкции произошли при появлении ЖРД с дожиганием. Повышение давления подачи до 40...50 МПа потребовало значительного увеличения частоты вращения ротора насоса и применения для подачи кислорода двухступенчатого (см. рис. 1.4), а водорода — трёхступенчатого (рис. 1.7) насосов. С целью улучшения антикавитационных свойств центробежных насосов перед их входом стали устанавливать встроенные (рис. 1.8) или вынесенные (рис. 1.9) преднасосы.

При значительном расходе генераторного газа, малой величине степени его расширения в турбине и большой частоте вращения её ротора стало целесообразным использование одно- и двухступенчатых реактивных осевых турбин, имеющих в этом случае по сравнению с активными турбинами более высокий КПД. Подвод газа к рабочим лопаткам колеса турбины по всей его окружности позволил установить ЖГГ непосредственно на входной части корпуса турбины, что обеспечивает компактность конструкции и снижение тепловых потерь. Усложнение условий работы подшипников и уплотнений вращающихся деталей привело к необходимости разработки новых, более эффективных типов этих элементов (например, в КуАИ – СГАУ разработаны высокоэффективные конструкции гидростатических подшипников, автоматов разгрузки радиально-упорных подшипников, гидродинамических

демпферов и демпферов конструкционного демпфирования, торцовых гидро- и газостатических, а также газодинамических уплотнений).

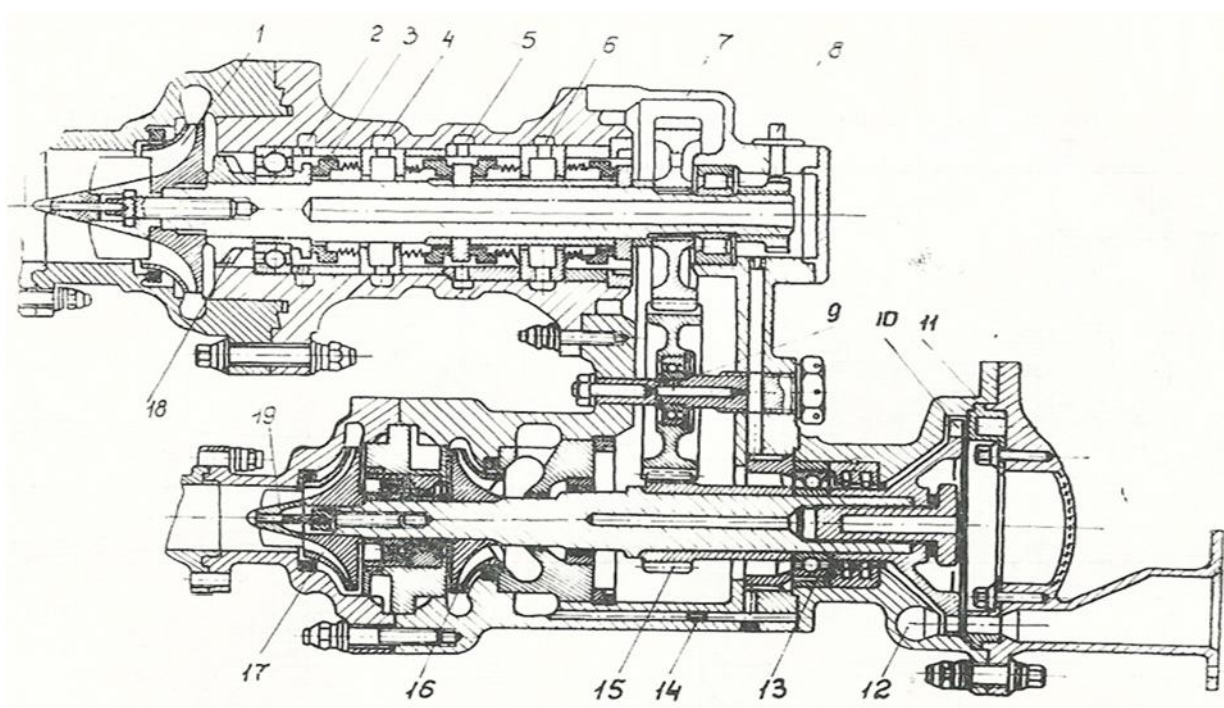
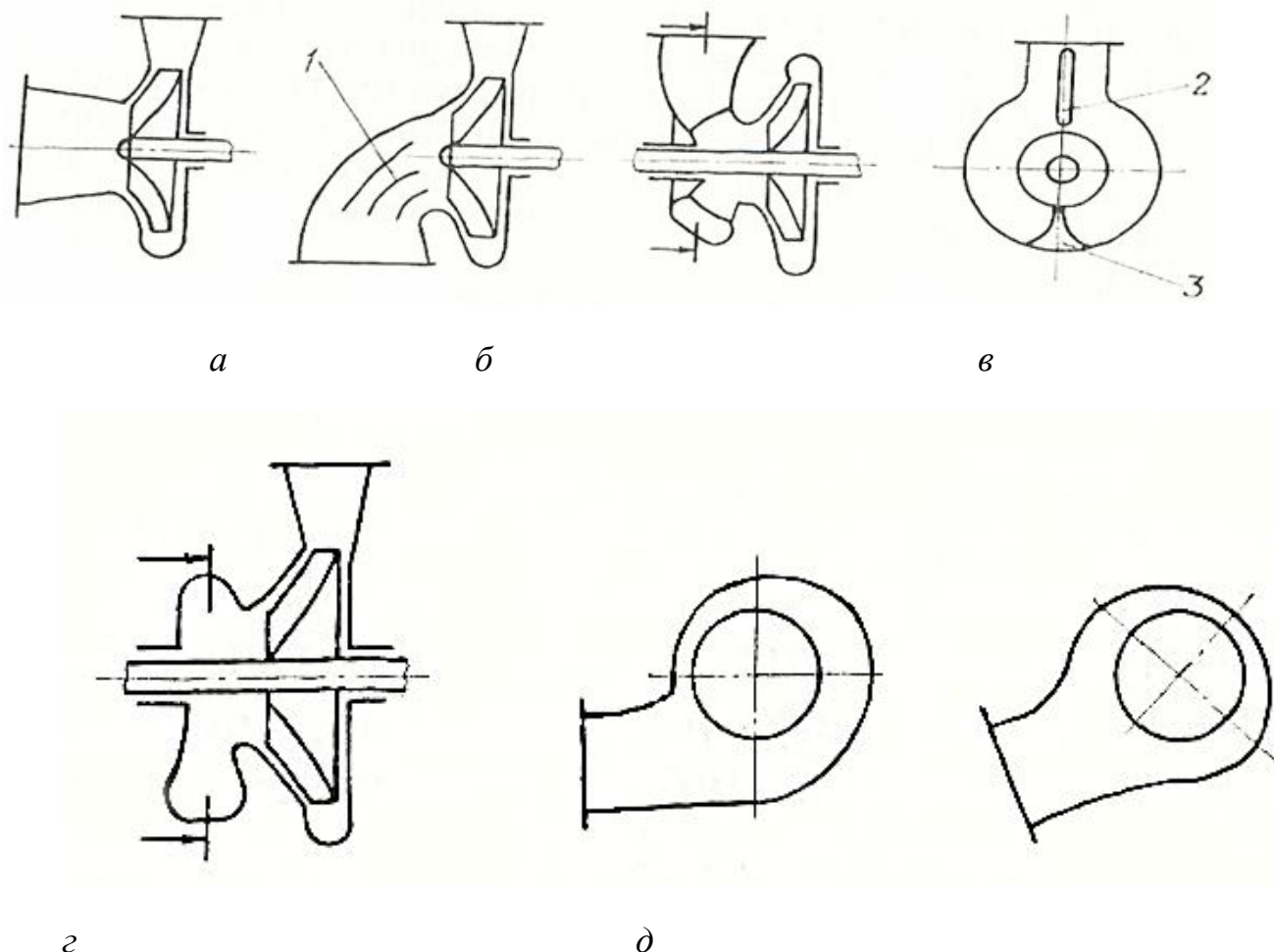


Рис. 1.6. Редукторный ТНА: 1 - насос окислителя ( $F_2$ ); 2 - дренаж  $F_2$ ; 3 - торцевое уплотнение; 4,5 - дренаж гелия; 6 - подвод гелия; 7 - корпус редуктора; 8 - дренаж; 9,13 - подвод водорода на смазку подшипников; 10 - лопатки турбины; 11 - корпус турбины; 12 - коллектор с соплами; 14 - жиклер; 15 - ведущая шестерня; 16,17 - колеса второй и первой ступеней насоса водорода; 18 - импеллерное уплотнение; 19 - вращающийся направляющий аппарат

Для снижения удельной массы ТНА при изготовлении деталей стали всё шире применять материалы с высокой удельной прочностью (высоколеги-

рованные стали, стальные и титановые сплавы), а также более совершенную технологию изготовления. Так, например, лопатки сопловых аппаратов и рабочих колёс турбины изготавливают из жаростойких материалов литьём



*Рис. 1.7. Типы подводящих устройств с осевым (а), коленообразным (б), радиальным (в), тангенциальным спиральным (г), полуспиральным (д) патрубками*

по выплавляемым моделям, причём с целью повышения прочности пустотелых рабочих лопаток применяется направленная кристаллизация сплава. Характер изменения основных параметров ТНА в процессе их развития иллюстрирует табл. 2.

## 1.2 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТУРБОНАСОСНЫМ АГРЕГАТАМ ЖРД И ПРИНЦИПЫ ИХ РЕАЛИЗАЦИИ

Улучшение параметров ЖРД и ТНА, повышение их КПД увеличивают удельный импульс тяги двигателя, снижают удельную массу как ТНА и ЖРД, так и двигательной установки (ДУ) в целом, способствуют повышению полезной нагрузки РН.

Улучшение параметров и конструкции ТНА проводится путём глубокой научно-исследовательской и опытно-конструкторской работы (НИОКР), конструкторской и технологической проработки с учётом применения новых высококачественных материалов, учёта опыта проектирования, доводки на этапах опытного и серийного производства изделий, а также их эксплуатации в составе летательного аппарата (ЛА).

Предъявляемые к ТНА требования формулируются согласно задачам, выполняемым ДУ, в которую он входит как составная часть и компонуется в единый блок. Таким образом, общие требования к ДУ в полной мере относятся и к ТНА с конкретизацией общих и специальных требований.

К ТНА предъявляется ряд обязательных требований обеспечения:

- работоспособности и основных параметров при заданном ресурсе и минимальной стоимости изготовления, а при необходимости – с возможными паузами и многократным запуском;

- подачи компонентов топлива требуемого расхода и давления при минимальных пульсациях давления и высоком уровне показателей надёжности с приемлемой величиной КПД всего ТНА на всех режимах работы двигателя;

- минимальных размеров и массы всей ДУ за счёт наименьших габаритов и массы самого ТНА.

Требования минимума осевых и / или радиальных размеров могут предъявляться отдельно. Габариты ТНА иногда не оговариваются, например, в случае проектирования двигателя, расположенного в баке одного из компонентов топлива (двигатель, утопленный в баке – «утопленник»).

Требования по степени герметичности ТНА различны и предъявляются к отдельным его узлам и полостям, если допускаемая протечка не отражается на работоспособности двигателя и служит только показателем его экономичности. Для ТНА двигателя, расположенного в баке с компонентом, выполнение этого условия обязательно, так как малейшая негерметичность приведёт к аварии.

Технологичность и себестоимость ТНА обычно оцениваются в совокупности с ДУ или всего ЛА. Отдельные требования к насосам и их приводу зависят от параметров ДУ, физико-химических свойств компонентов топлива и его состоянием в подводящих к насосам магистралях.

Насосы должны обладать:

- надёжностью при работе с агрессивными жидкостями – компонентами топлива ЖРД;
- рабочей характеристикой, обеспечивающей стабильность величины тяги двигателя на всех режимах его работы;
- высокой антикавитационной устойчивостью, обеспечивающей работу двигателя в условиях максимального уменьшения массы всего ЛА за счёт низкого давления в баках при заданной угловой скорости ротора ТНА;
- стойкостью к ударным и вибрационным нагрузкам.

Конструктивное совершенство и минимизация массы насосного агрегата связаны с параметрами газовой турбины, применяемой в качестве основного привода насосов. С ростом угловой скорости вращения ротора ТНА повышается экономичность турбины. Часто турбина комплектуется с насосами на общем валу без сложных дополнительных агрегатов и узлов (например, мультипликатора). В качестве рабочего тела турбины широко используются основные компоненты топлива ЖРД.

### 1.3 КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТНА И УСЛОВИЯ РАБОТЫ НАСОСОВ И ТУРБИН

ТНА классифицируют по назначению, конструктивной схеме и типам входящих в них агрегатов.

По назначению ТНА делят на *основные*, создающие давление подачи компонентов в камеру, и *вспомогательные (бустерные)*, повышающие давление жидкости на входе в основные насосы для обеспечения их бескавитационной работы.

*Конструктивной* называют условную графическую схему совокупности СЭ ТНА, характеризующую их типами, количеством, взаимным расположением и соединением СЭ конструкции.

Наиболее простую конструкцию имеет однороторный ТНА. В нём рабочее колесо осевой турбины посажено на один вал с центробежными колесами насосов горючего и окислителя соответственно. Силовая система ТНА состоит из силовых систем ротора и корпуса, соединённых между собой с помощью радиального и радиально-упорного подшипников. В силовую систему ротора входят все вращающиеся вместе с валом детали, включая и шнековое колесо. Силовая система корпуса состоит из корпуса выходного устройства, соплового аппарата второй ступени, корпуса турбины, коллектора подвода газа с соплами, крышки и корпуса насоса окислителя, корпуса и крышки насоса горючего, крепления ТНА к раме двигателя и крепежных деталей. Кроме того, в ТНА имеются маслонасос, приводимый во вращение через червячную пару, форсунки подачи масла, уплотнения полостей

подшипников, а также уплотнения по буртам центробежных колес, дренаж полости перед турбиной и канал, соединяющий выход из насоса горючего с его входом.

Увеличение удельных параметров ЖРД связано с повышением давления в камере двигателя. Наличие перепада давления в газогенераторе и тракте газовой турбины ведёт к тому, что насосы ТНА должны быть высоконапорными. При создании ТНА с высокими окружными скоростями и КПД, малыми размерами и массой в качестве основных используются центробежные насосы с приводом от газовой турбины.

В ЖРД применяются и другие типы насосов: осевые (шнеки, пропеллерные), струйные (эжекторы), дисковые, вихревые и т.п. Они выполняют вспомогательные функции, как подкачивающие устройства, хотя в бустерных насосных агрегатах могут служить основными.

Газовые турбины для привода насосов – малогабаритные с осевым или радиальным направлением рабочего тела. В качестве газа берутся продукты сгорания основных компонентов топлива в газогенераторе. Возможны также варианты:

- использование специальных, однокомпонентных топлив;
- отбор газа из камеры сгорания;
- нагрев рабочего тела турбины в рубашке охлаждения камеры и другие.

Для привода насосов в двигателях без дожигания применяются активные турбины, в двигателях с дожиганием – одноступенчатые реактивные. Повышение угловой скорости ротора насосного агрегата ограничивается, в основном, антикавитационными характеристиками насосов, режеспособностью уплотнительной системы и опор ротора.

Размещение на общем валу с газовой турбиной насосов для подачи самовоспламеняющихся компонентов (агрессивных и токсичных рабочих

тел, которые при соединении могут вступать в бурную химическую реакцию со взрывом), приводит к необходимости тщательного анализа при выборе КСх ТНА.

Подробный анализ КСх ТНА изложен в учебном пособии [1]. Здесь лишь фрагментарно проанализируем некоторые из них.

Следует учитывать, что физико–химические свойства рабочих тел, подаваемых насосами, изменяются в широких пределах. Экстремальные условия работы агрегата будут при расположении газовой турбины, рабочее тело которой имеет температуру более 1000 К, рядом с насосом криогенного компонента. При больших перепадах величин температуры и давления между соседними полостями ТНА сложно создать конструкцию надёжного уплотнения на валу. В таких условиях от системы уплотнения зависит не столько экономичность, сколько надёжность ТНА в целом. В этом случае рабочее колесо турбины работает в условиях действия значительных изгибающих нагрузок и больших термических напряжений.

Схемы ТНА при различной компоновке турбины и двух шнекоцентробежных насосов приведены на рис. 1.1. Возможное расположение уплотнительных устройств между полостями с деталями, имеющими относительное перемещение, отмечено перекрещенными прямоугольниками.

При консольном расположении турбины исключается влияние температурных деформаций на работу подшипников ротора и тепловых потоков в один из насосов, особенно, когда подается криогенный компонент. Турбина при консольном расположении получается компактной и лёгкой. Такая схема единственно приемлема в ТНА двигателей с дожиганием и при высоком уровне тяги двигателя без дожигания. В конструкции ТНА удобно компонуются высоко расходные насосы, имеющие двухсторонний подвод.



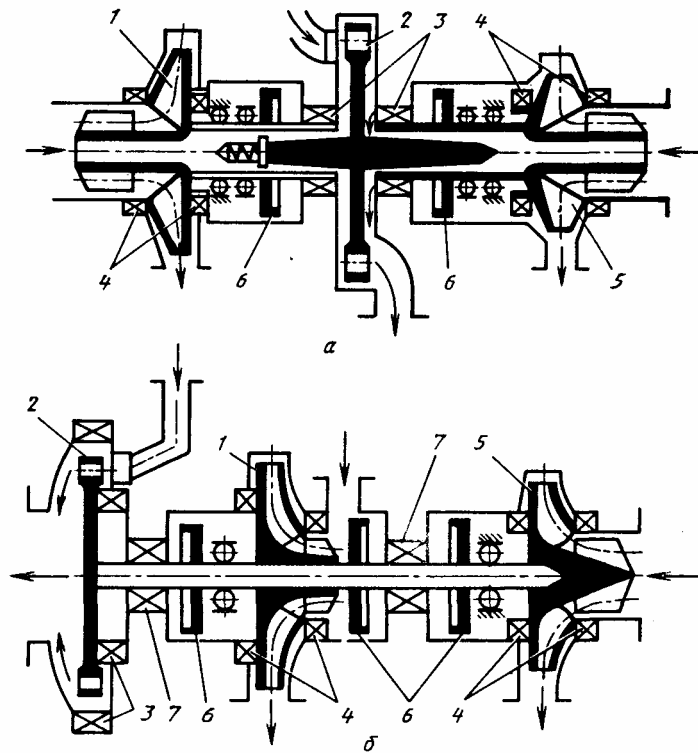


Рис. 1.8. Схемы ТНА при центральном (а) и консольном (б) расположении турбины:

Уплотнения:

1 – гидродинамическое концевое; 2 – промежуточное; 3,4,5 – внутренние насоса

Однороторный ТНА ЖРД РД – 119 (рис. 1.9) состоит из двухступенчатой газовой турбины активного типа и центробежных насосов окислителя (жидкий кислород) и горючего (несимметричный диметилгидразин – НДМГ). Конструктивно ТНА выполнен из двух основных составных частей с отдельными валами, каждый из которых установлен на двух шарикоподшипниках: турбины с насосом горючего и насоса окислителя. Валы соединяются рессорой с эвольвентными шлицами, обеспечивающими передачу крутящего момента с вала турбины и насоса горючего на вал насоса окислителя.

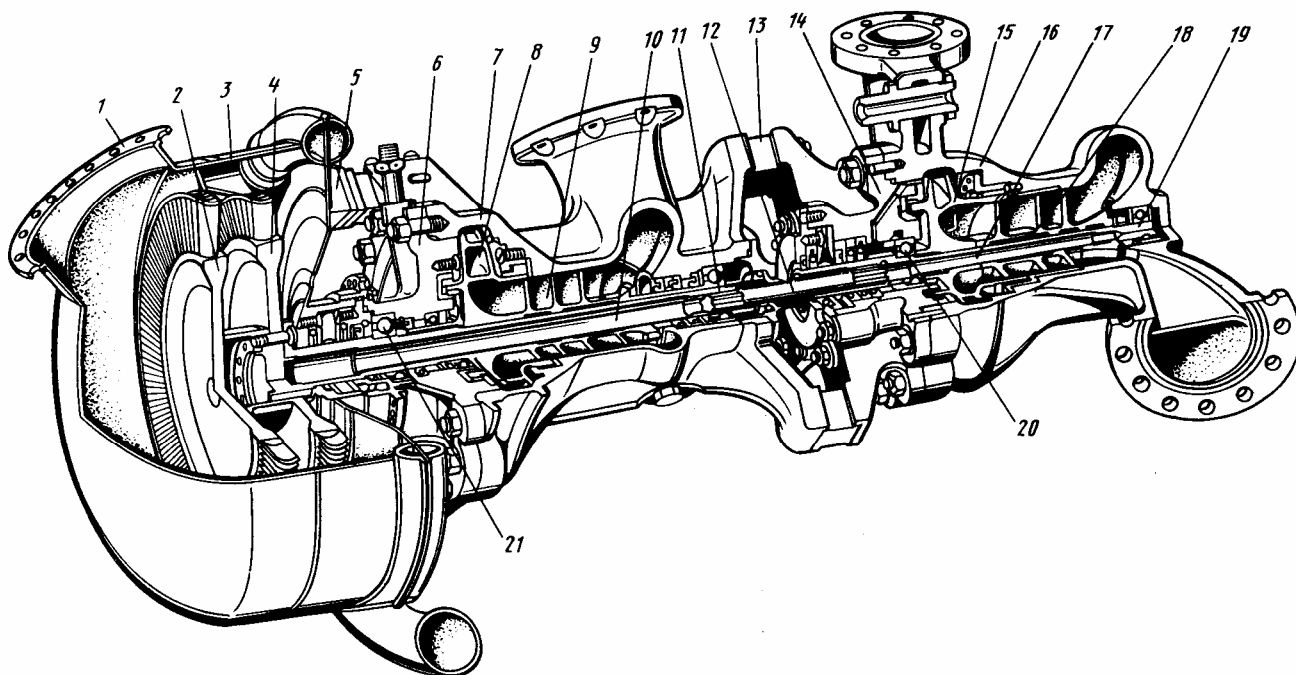


Рис. 1.9. Турбонасосный агрегат ЖРД РД-119:

1 – фланец выхлопного коллектора; 2,4 – диск турбины I и II ступени; 3 – статор турбины; 5,13 – шпонки; 6,14 – крышки насосов; 7,16 – корпуса насосов; 8,15 – центробежные колеса; 9,18 – шнеки; 10,17 – валы; 11,19,20,21 – подшипники; 12 – пружина

Корпусы турбины, насосов горючего и окислителя соединены между собой шпильками через радиальные шпонки 5 и 13, Шпонки позволяют сохранять соосность соединяемых составных частей ТНА при температурных деформациях, возникающих в результате большой разницы температур рабочих тел турбины и насоса.

Центробежные крыльчатки насосов разгружены от осевых усилий благодаря расположению с обеих сторон их уплотняющих буртов на равных уровнях, а также наличию разгрузочных отверстий в дисках. Неуравновешенная часть осевой силы в каждом из насосов воспринимается одним радиально-упорным подшипником, закреплённым в осевом направлении по внутреннему и наружному кольцам.

Двухступенчатая турбина со ступенями скорости расположена консольно на общем валу со шнекоцентробежным насосом горючего, подающим НДМГ. Крутящий момент от дисков 2 и 4 турбины передается на

вал насоса горючего с расположенным на нём центробежным колесом 8. Крутящий момент от вала 10 насоса горючего передаётся через шлицевые соединения рессоры 12 на вал 17 насоса окислителя. Вал 17 расположен на двух подшипниках 19, 20, работающих в среде жидкого кислорода. Корпус 7 насоса горючего, объединяющий подводящие устройства и диффузор с улиткой, соединён с крышкой 6 шпильками. Для разделения полостей насоса и газовой турбины по валу расположены уплотнительные кольца и манжеты. Подшипники 11 и 21 насоса горючего работают в среде консистентной смазки.

Насосы первых ТНА имели центробежные колёса (крыльчатки) открытого или полузакрытого типа с односторонним входом (давление подачи в насос 2...4 МПа, частота вращения колес 400...500 рад/с). Для их привода применялись одно- и двухступенчатые активные турбины с парциальным подводом газа, имевшие низкую мощность и невысокий КПД (см. в табл. 1 ТНА ЖРД А-4 ракеты V-2). Иногда между турбиной и насосами устанавливался редуктор.

Характер изменения основных параметров ТНА в процессе их развития показан в табл. 2.

Таблица 2 – Основные параметры ТНА некоторых ЖРД

ТНА ЖРД	Массовый расход, кг/с	Максимальное давление подачи, МПа	Скорость вращения ротора, рад/с	Время работы, с	Мощность турбины, МВт	КПД ТНА	Удельная мощность ТНА, МВт/кг
А-4	122	2,0	400	65	0,342	0,20	0,0023
F-1	2700	9,0	580	4500	44,2	0,35	0,005
SSME(H <sub>2</sub> )	65,8	49,0	3500	27000	56,0	0,50	0,17

Повышение удельного импульса  $I_y$  ЖРД потребовало увеличения давления в камере и, следовательно, повышения давления подачи насосов.

Увеличение  $r_2$  привело бы к росту массы насоса. Поэтому целесообразнее увеличивать скорость вращения  $\omega$  ротора. Однако при этом возникает опасность появления кавитации на входе в колесо. Поэтому перед центробежным стали устанавливать осевое колесо, имеющее лучшие антикавитационные свойства (рис. 1.6, поз. 1). Для увеличения расхода окислителя центробежное колесо начали изготавливать с двухсторонним входом (см. рис. 1.5, поз. 8). Применение специальных жидкостей для генерации газа, используемого в турбине и для наддува баков, привело к установке на некоторых ТНА еще одного или двух дополнительных насосов, соединённых с валом основного насоса через мультипликатор, а также испарителя.

Перевод турбины и системы наддува баков на питание газом, получаемым при газификации основных компонентов топлива, позволил вернуться к схеме ТНА с двумя насосами, т.е. значительно упростить конструктивную схему ТНА при существенном усложнении ЖРД в целом.

Обеспечение оптимальных условий работы турбины и насосов потребовало применения редукторных схем ТНА (рис. 1.6) или даже отдельных ТНА для каждого компонента.

Питание турбины газом, имеющим большой расход или малую плотность (например, водород  $H_2$  или восстановительный газ с большим избытком  $H_2$ ), позволяет обеспечивать его подвод по всей окружности лопаточного венца колеса турбины. Благодаря этому устраняется радиальная сила, возникающая на вале турбины при парциальном подводе.

Для снижения давления наддува баков на выходе из них стали устанавливать бустерные насосы, приводимые во вращение турбиной, питаемой газом от основного или вспомогательного ЖГГ.

Значительные изменения параметров ТНА и их конструкции произошли при появлении ЖРД с дожиганием, к классу которых относится и ЖРД НК-

33. Повышение давления подачи до 40...50 МПа потребовало значительного увеличения частоты вращения ротора насоса и применения для подачи кислорода двухступенчатого, а для подачи водорода — трёхступенчатого насосов. С целью улучшения антикавитационных свойств центробежных насосов перед их входом стали устанавливать встроенные или вынесенные преднасосы. При значительном расходе генераторного газа, малой величине степени его расширения в турбине и большой частоте вращения её ротора целесообразно использование одно- и двухступенчатых реактивных осевых турбин, имеющих в этом случае по сравнению с активными турбинами более высокий КПД. Подвод газа к рабочим лопаткам колеса турбины по всей его окружности позволил установить ЖГГ непосредственно на входной части корпуса турбины. Это обеспечивает компактность конструкции и снижение тепловых потерь.

Усложнение условий работы подшипников и уплотнений вращающихся ступеней привело к необходимости разработки в ряде организаций, в том числе, и в КуАИ – СГАУ на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов (КиПДЛА), новых, более эффективных типов этих элементов (например, гидростатических подшипников, гидродинамических демпферов и торцовых гидростатических и газодинамических уплотнений). Для снижения удельной массы ТНА при изготовлении деталей стали все шире применять материалы с высокой удельной прочностью (высоколегированные стали, стальные и титановые сплавы), а также более совершенную технологию изготовления. Так, например, лопатки сопловых аппаратов и рабочих колёс турбины изготавливают из жаростойких материалов литьём по выплавляемым моделям, причём с целью повышения прочности пустотелых рабочих лопаток применяется направленная кристаллизация сплава.

## 2 КОНСТРУКЦИЯ НАСОСОВ ТНА

### 2.1 Параметры насосов и требования к ним

Насос характеризуют следующими основными параметрами: напором, массовой подачей, коэффициентом полезного действия и потребляемой мощностью.

Напором называют величину, показывающую изменение энергии одного килограмма массы жидкости при прохождении её через насос. Основные элементы проточной части на примере шнекоцентробежного насоса изображены на рис. 1.3. Ими являются: рабочее колесо 1, корпус насоса с подводом 5, служащим для направления потока жидкости на вход в колесо с заданными параметрами, и спиральный канал 2, обеспечивающий сбор и стабилизацию параметров потока жидкости до входа в отвод 7. Подаваемый насосом компонент приобретает параметры гидравлической машины, которая обеспечивает перемещение жидкости и сообщает ей энергию. Величину этой энергии, отнесённой к массе перекаченной жидкости, называют напором насоса  $H$ . Угловая скорость  $\omega$  ротора насосного агрегата ограничивается прочностью элементов конструкции или его кавитационными характеристиками и, в основном, определяет остальные параметры и характеристики насоса.

Напор насоса представляет разность удельной энергии жидкости на выходе из насоса и входе в него. При условии, что скорости жидкости на входе в насос и на выходе из него приблизительно равны, напор определяют по формуле

$$H = (p_{\text{ВЫХ}} - p_{\text{ВХ}}) / \rho \quad (1)$$

где  $H$  – напор насоса, Дж /кг.

В расчётах расход через насос принимается объёмный  $V^*$  или массовый

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \quad (2)$$

Величина полезной мощности насоса

$$N_H = \dot{V} \cdot H \cdot \rho \quad (3)$$

Мощность, затрачиваемую на привод насоса, определяют выражением

$$N_H = \frac{\dot{m}_H H}{\eta_H}, \quad (4)$$

где  $N_H$  – мощность насоса, Вт;

$\eta_H$  – КПД насоса.

Например, мощность, затрачиваемая на привод водородного насоса ЖРД SSME, составляет 65 МВт.

Уровень совершенства антикавитационных свойств насоса характеризуется величиной кавитационного коэффициента быстроходности.

Увеличение параметра  $Scr$  приводит к росту допустимой частоты вращения ротора ТНА, что уменьшает массу насоса и всей двигательной установки, так как способствует снижению давления наддува топливных баков.

Давление на выходе из насосов ЖРД достигает весьма больших величин. Так, например, насос высокого давления, предназначенный для подачи жидкого кислорода в газогенераторы ЖРД SSME, имеет на выходе давление 55 МПа. Напор этого насоса составляет  $4,6 \times 10^3$  Дж / кг. Еще больше напор водородного насоса этого двигателя.

Массовая подача насоса ТНА определяется массой жидкости, прокачиваемой за одну секунду. Максимальную её величину имеет кислородный насос ЖРД F-1, у которого  $\dot{m} = 1800$  кг/с.

Насосы ЖРД работают в сложных условиях. Перекачиваемые насосами жидкости могут быть коррозионно-активными (агрессивными) или криогенными. Это ограничивает выбор материалов. Стремление к снижению габаритов и массы насосов заставляет делать их высокооборотными, что может вызвать явление кавитации на входе. Для устранения этого явления приходится усложнять конструкцию насосов. Высокие давление на выходе и угловая скорость вращения ротора обуславливают появление больших напряжений в конструктивных элементах, что заставляет весьма тщательно их конструировать и изготавливать с большой точностью. Весьма сложны условия работы высокооборотных подшипников и, особенно, подвижных уплотнений. Поэтому требованиями, предъявляемыми к насосам ЖРД, являются:

- обеспечение необходимых напора и расхода каждого насоса в заданных условиях эксплуатации для получения требуемых величин соотношения компонентов и тяги ЖРД;
- высокие антикавитационные свойства, т.е. возможность работы при низких давлениях на входе;
- возможность подачи агрессивных и криогенных жидкостей;
- минимальные пульсации давления на выходе;
- возможность привода от высокооборотных двигателей (чаще всего — от турбин).

## 2.2 Классификация насосов и основные их СЭ

По функциональным признакам в любом насосе можно выделить три основных элемента:



- подводящее устройство, обеспечивающее подвод жидкости к рабочему органу с нужными давлением, скоростью и направлением потока;
- рабочий орган, в котором жидкости передается механическая энергия;

отводящее устройство, обеспечивающее преобразование кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления и отвод жидкости высокого давления от рабочего органа в магистраль с заданной скоростью.

Насосы классифицируют по назначению, типу рабочего органа и виду перекачиваемой жидкости.

По назначению насосы систем ЖРД могут быть *основными* и *вспомогательными*.

По типу рабочего органа насосы разделяют на лопастные, объёмные и струйные.

В *лопастных насосах*, рабочим органом является колесо с лопастями<sup>1</sup> (осевое или центробежное), в объёмных насосах — поршень или пара шестерен, находящихся в зацеплении (рис. 2.1), в струйных — камера смешения струй с высоким и низким давлением (рис. 2.2).

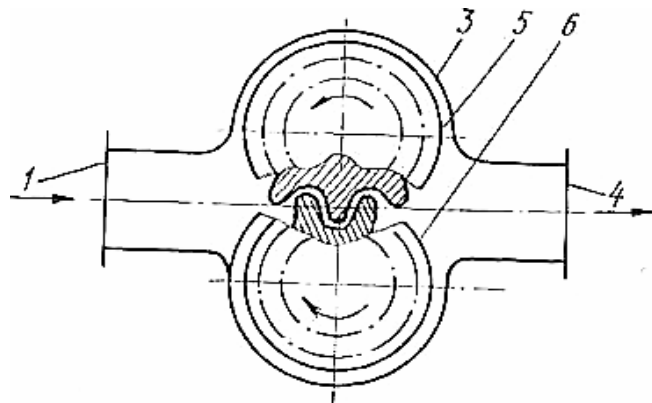


Рис. 2.1. Схема шестеренчатого насоса:

1 — входной патрубок; 3 — корпус; 4 — выходной патрубок;

5 — ведущая шестерня; 6 — ведомая шестерня

<sup>1</sup> В турбомашинах авиакосмической техники лопасти малой длины называются лопатками. Поэтому в дальнейшем используется последний термин,

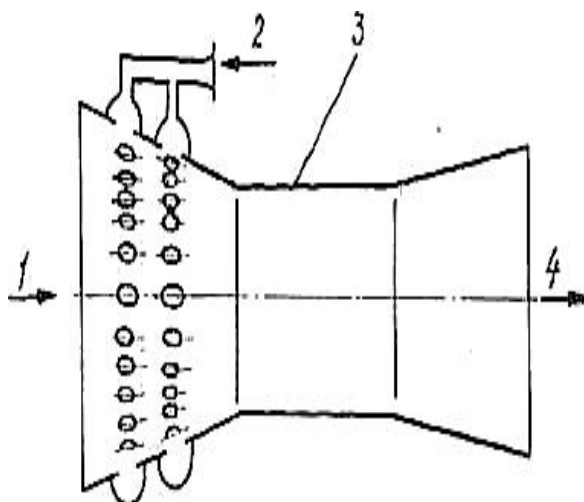


Рис. 2.2. Схема струйного насоса:

1 — низконапорный поток; 2 — высоконапорным поток, 1— входной патрубок;  
3 — корпус; 4 — выходной патрубок; 5 — ведущая шестерня; 6 — ведомая шестерня  
основного насоса; 3 — корпус; 4 — поток на выходе из насоса

*Объёмные насосы* (поршневые, шестерёнчатые) позволяют получать большие давления при высоком КПД, причём величина расхода в них практически не зависит от давления подачи (вследствие незначительных утечек через малые зазоры в вытесняющем механизме). Кроме того, они не склонны к кавитации и могут перекачивать двухфазную жидкость. Но при значительных расходах эти насосы имеют большие габариты и массу, а также невысокую массовую подачу вследствие небольших скоростей перемещения рабочих органов, которую ограничивает износ трущихся пар. Поэтому в качестве основных эти насосы в ЖРД не применяли. В последнее время к ним проявляется определённый интерес в связи с необходимостью обеспечения длительной работы ЖРД небольших тяг на космических летательных аппаратах, направляемых к планетам Солнечной системы.

*Струйные насосы* очень просты по конструкции, но имеют низкий КПД и обеспечивают невысокое давление на выходе. Поэтому их используют лишь в качестве вспомогательных насосов, хотя имеются предложения применять их в качестве основных.

В качестве основных в ТНА используются лопастные насосы, которые работают с высокими окружными скоростями вследствие отсутствия трущихся пар в рабочем органе. Это позволяет применять для их привода турбины и обеспечивать практически любые расходы и давления на выходе при приемлемых КПД, габаритах и массе. Недостатком этих насосов является зависимость развиваемого давления от изменения расхода.

### 2.3 Центробежные насосы

Преимуществами центробежных насосов перед осевыми являются высокая степень повышения давления жидкости в одной ступени и небольшие осевые габариты, а недостатками — высокая склонность к кавитации и радиальные габариты.

Центробежный насос (рис. 1.5) состоит из корпуса, ротора<sup>2</sup>, опор и уплотнений. Жидкость по входному патрубку 1 крышки 4 корпуса 7 поступает в каналы, образованные лопатками 15 вращающегося колеса 3, и под действием центробежной силы течёт к периферии колеса. Вытекая из каналов колеса, она через кольцевой 14 и лопаточный 6 диффузоры поступает в сборник 5 и далее — в выходной патрубок 17. Колесо вместе с валом 16 вращается в подшипниках 9.

Для уменьшения утечек жидкости из полости высокого давления устанавливают щелевые уплотнения 2 и 8. Во входном патрубке, канал которого сужается, скорость потока возрастает, а статическое давление уменьшается. В каналах колеса жидкости передается механическая энергия, что приводит к повышению как кинетической энергии потока (к росту скорости), так и потенциальной энергии (к увеличению статического давления). В диффузорах, сборнике и выходном патрубке, каналы которых являются расширяющимися, последовательно происходит преобразование

---

<sup>2</sup> Ротором называют совокупность жёстко связанных между собой вращающихся СЭ насоса, турбины или ТНА в целом. Жёстко связанные между собой корпусные детали образуют статор. Ротор и статор связаны между собой подшипниками.

кинетической энергии потока тенциальную. В результате давление на выходе из насоса будет значительно выше давления на входе.

*Подводящее устройство* центробежного насоса представляет собой канал, по которому жидкость подводится к колесу. Он начинается входным патрубком, который часто составляет единое целое с крышкой или корпусом насоса, и заканчивается в части колеса, не занятой лопатками.

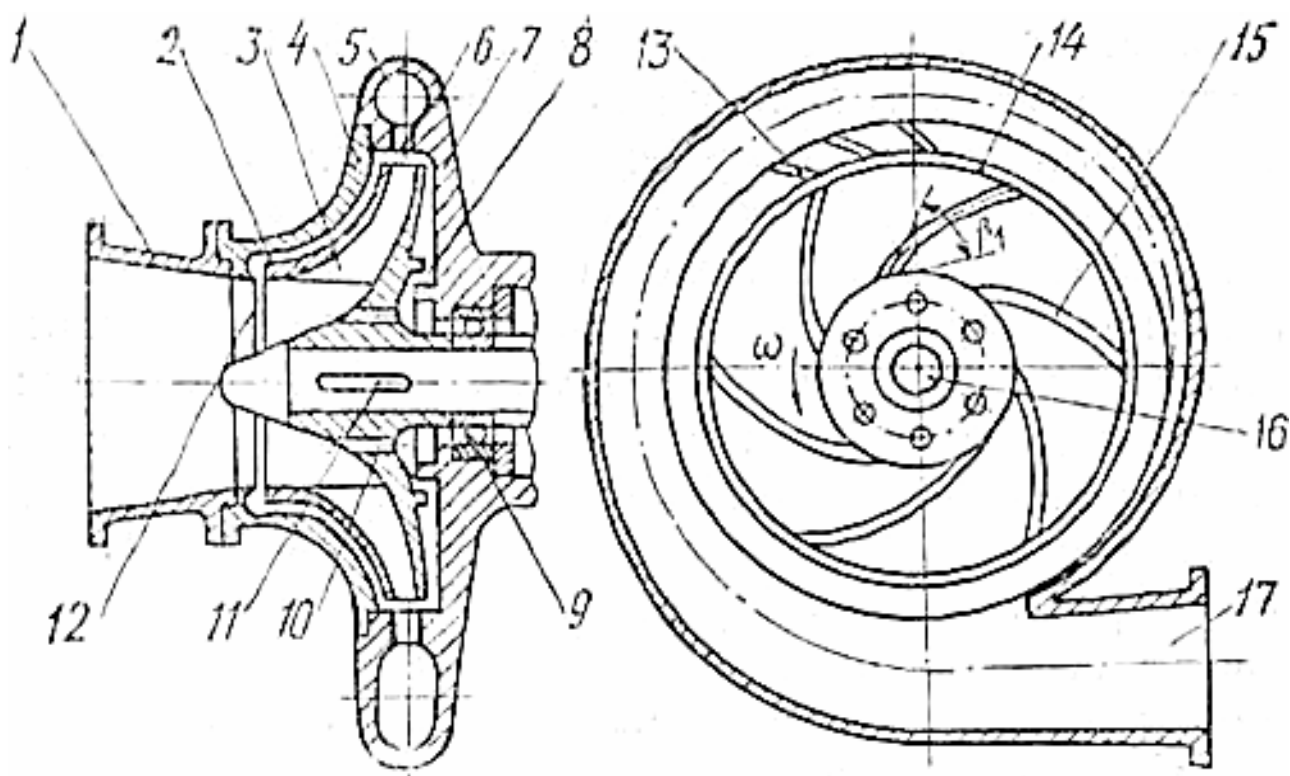


Рис. 2.3. Схема центробежного насоса:

1 — входной патрубок; 2, 8 — щелевые уплотнения; 3 — колесо; 4 — крышка корпуса; 5 — сборник; 6 — лопаточный диффузор; 7 — корпус; 9 — подшипник; 10 — разгрузочное отверстие; 11 — шпонка; 12 — подвод жидкости для устранения кавитации; 13 — лопатки диффузора; 14 — кольцевой диффузор; 15 — лопатки колеса; 16 — вал; 17 — выходной патрубок

Основными требованиями, предъявляемыми к подводящему устройству, являются:

- организация осесимметричного течения потока жидкости с возможно более равномерным распределением скорости и давления;

- обеспечение соответствующих величины и направления скорости жидкости;
- минимальные гидравлические потери.

Форма подводящего устройства определяется в основном компоновками двигателя и самого ТНА. Наиболее простой она будет при осевом патрубке, подводящем жидкость к колесу, посаженному на вал консольным входом наружу (рис. 2.4, *a*).

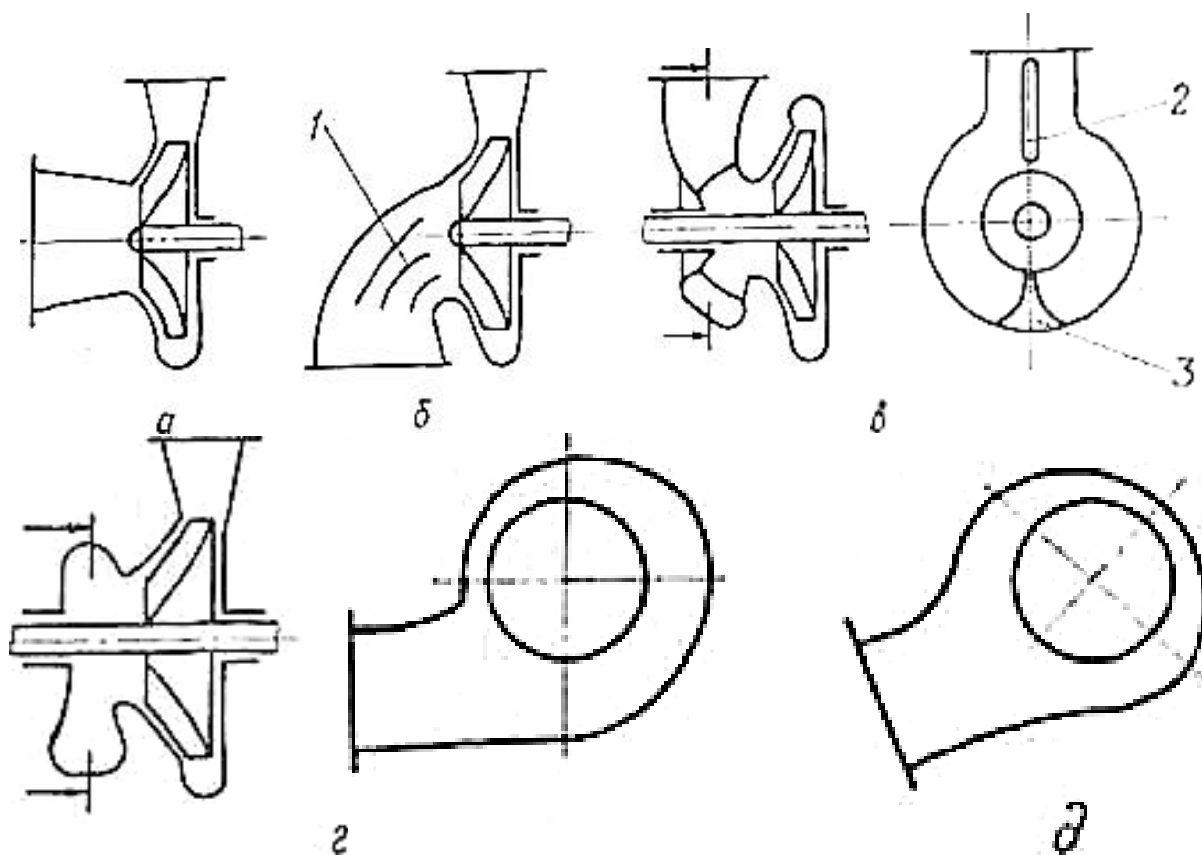


Рис. 2.4. Типы подводящих устройств с осевым (*a*), коленообразным (*б*), радиальным (*в*), тангенциальным спиральным (*г*), полуспиральным (*д*) патрубками

В этом случае будут наименьшими гидравлические потери и более равномерным поле скоростей перед лопатками колеса. Однако в некоторых случаях по условиям компоновки двигателя даже при консольном колесе, установленном входом наружу, входной патрубком может иметь

колеснообразную форму (рис. 2.4 , б). Для выравнивания поля скоростей перед лопатками колеса в колеснообразном патрубке в месте поворота потока устанавливают направляющие лопатки 1. Если колесо не может быть установлено консольно или оно имеет двухсторонний вход, то жидкость подводят по радиальному патрубку. Он переходящему в кольцевую полость, которая необходима для выравнивания поля скоростей (рис. 2.4, в). Жидкость может подаваться также по тангенциальному патрубку, переходящему в улитку, а затем в кольцевую полость (рис. 2.4, г, д). При больших расходах для более равномерного заполнения кольцевой полости и придания большей жесткости конструкции в патрубке устанавливают разделительную перегородку 2, а симметрично ей с противоположной стороны - направляющее ребро 3 (рис. 2.4, в). Входной патрубок имеет фланец для присоединения трубопровода. Патрубок делают сужающимся, так как в ускоряющемся потоке выравнивается поле скоростей и уменьшается возможность отрыва потока от стенки. Величину проходных сечений подводящего устройства выбирают из условия обеспечения бескавитационной работы насоса.

Рабочим органом насоса является вращающееся центробежное колесо (крыльчатка). Лопатки колеса образуют каналы, на большей части длины которых жидкость движется перпендикулярно оси вращения. Крыльчатку размещают в полости, образованной корпусом насоса и его крышкой. Преобразование механической энергии привода в энергию потока жидкости, происходящее в колесе, должно осуществляться устойчиво и с высоким КПД.

Центробежные колёса классифицируют по типу межлопаточных каналов, числу входов в колесо, форме лопаток и коэффициенту быстроходности.

Межлопаточные каналы колеса могут быть открытыми, полузакрытыми и закрытыми. Соответственно этому центробежные колёса называются открытыми, полуоткрытыми (полузакрытыми) и закрытыми (рис. 7). В закрытых колёсах межлопаточные каналы замкнуты со всех сторон; у

полуоткрытых колес из-за отсутствия покрывного диска межлопаточный канал замкнут с трёх сторон; у открытых – межлопаточные каналы разомкнуты и открыты с торцов.

Применяемый тип колеса определяется, в основном, параметрами насоса. В высокооборотных ТНА при величине удельной подачи  $\dot{V}/\omega > 5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$  выполняются закрытые колёса, при  $\dot{V}/\omega = (3 \dots 5) \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$  – полуоткрытые, при  $\dot{V}/\omega > 3 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$  – открытые.

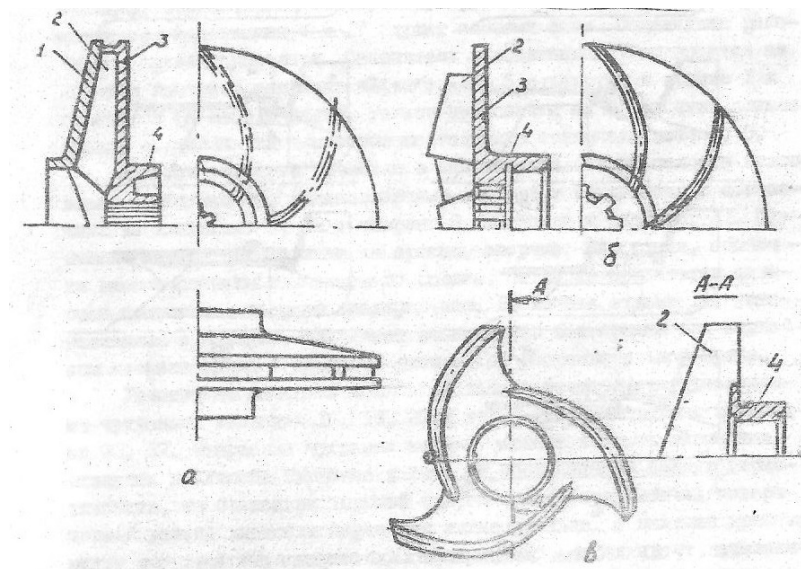
Выбор типа колеса зависит также от особенностей его изготовления. Например, открытое колесо просто в изготовлении, но КПД его ниже, чем колеса закрытого типа. Выполняются они обычно из высокопрочной стали для обеспечения работоспособности не подкреплённых по торцам лопаток.

Открытое колесо (рис. 2.6, а) представляет собой ступицу с консольными лопатками. При работе насоса давление перед лопаткой будет выше, чем за ней. Это вызывает перетекание жидкости через переднюю и заднюю кромки лопаток, в результате чего КПД насоса снижается. Падение КПД будет тем больше, чем больше величина осевого зазора между кромкой лопатки и поверхностью корпуса. Поэтому такие колёса использовали лишь в раннем периоде развития ЖРД при малых производительности и напоре насосов и перекачивании вязких жидкостей.

Лопатки полузакрытого колеса (рис. 2.6, б) выполнены за одно целое со ступицей и диском. КПД насоса с таким колесом меньше зависит от величины осевого зазора и при небольшой производительности, когда высота лопатки на выходе составляет несколько миллиметров, может быть выше КПД насоса с закрытым колесом. Объясняется это меньшими потерями при перетекании жидкости через кромки лопаток по сравнению с потерями на трение в каналах колеса закрытого типа.

Осевые зазоры между корпусом и дисками закрытого центробежного колеса изменяются в широких пределах, не оказывая существенного влияния на энергетические характеристики насоса. В насосах с открытым

или полуоткрытым колесом по торцевой поверхности, где отсутствуют диски, осевые зазоры выполняют 0,2...0,6 мм в целях стабильного поддержания заданной величины КПД.



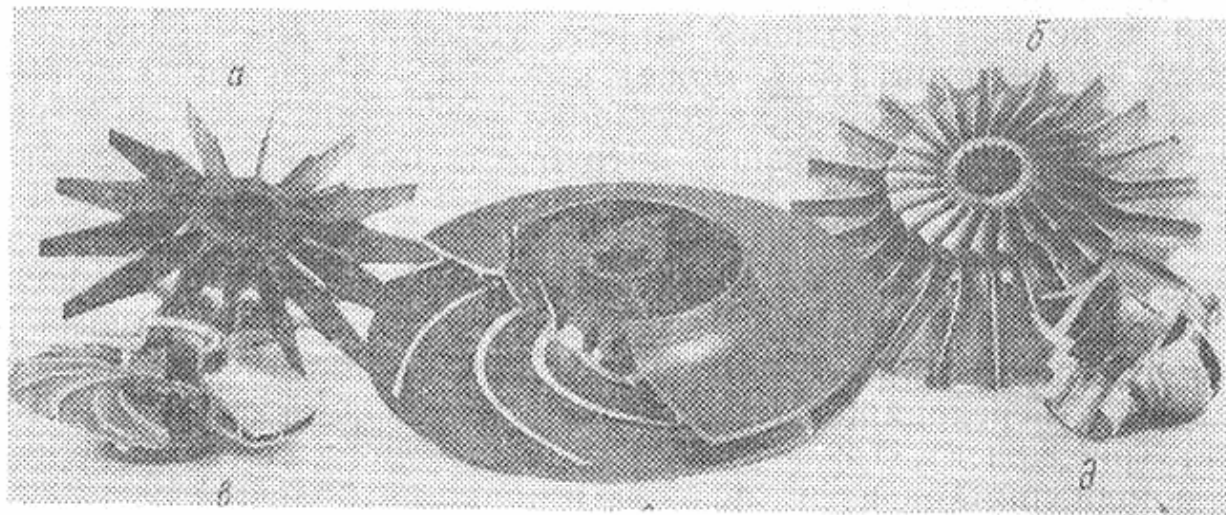
*Рис. 2.5. Колесо центробежных насосов:  
 а – закрытое; б - полуоткрытое; в - открытое  
 1- покрывной диск; 2 – лопатка; 3 – основной диск;  
 4 – бурт колеса (ступица)*

Закрытые колёса выполняются литыми (см. рис. 1.10) или сборными (рис. 1.10, в). Литые колёса часто имеют лопатки двойной кривизны и изготавливаются из алюминиевых, титановых и стальных сплавов. Они, как правило, массивны, так как диск колеса и лопатки имеют толщину не менее 4...5 мм, что определяется технологией изготовления и их прочностью.

Сборные закрытые колёса (см. рис. 1.10, а) обычно состоят из основного (ведущего) диска 3 с лопатками 2, выполняемых фрезерованием (реже штамповкой), и отдельно покрывного диска 1. В таких колёсах диски и лопатки выполняют минимальной толщины, составляющей 2...3 мм и зависящей от их прочности. Крепление покрывного диска по всем торцевым поверхностям лопаток, обращённых в его сторону, производится



пайкой в вакууме твёрдыми припоями, чем достигается высокая прочность соединения. Существующие ранее способы крепления к лопаткам при помощи клёпки или зачеканки в настоящее время практически не применяются и могут быть использованы только в условиях единичного или опытного производства.



*Рис. 2.6. Типы центробежных колёс (крыльчаток):*

*а — открытое; б — полужакрытое; в, г, д — закрытое; г — тихоходное; д — быстроходное*

Закрытые межлопаточные каналы (рис. 1.8, в—д) образуются с помощью ведомого диска (крышки колеса). Насосы с закрытыми колесами малочувствительны к величине осевых зазоров и при средней и большой производительности имеют более высокий КПД, чем насосы с полужакрытыми колесами.

Колёса могут иметь одно- и двухсторонний входы. Скорость вращения колеса с двухсторонним входом (см. рис. 1.8) может быть увеличена по сравнению со скоростью одностороннего колеса примерно на 40 % без ухудшения антикавитационных свойств, что позволяет или повышать напор насоса, или уменьшать диаметр колеса при том же напоре. Для уменьшения пульсаций давления жидкости на выходе из насоса лопатки противопо-

ложных сторон диска следует выполнять не в виде зеркального отображения, а сдвигать относительно друг друга на половину их шага.

Колёса (крыльчатки) с двухсторонним входом присущи высоко расходным насосам двигателей больших тяг.

Форма лопатки зависит от места расположения её входной кромки и кривизны самой лопатки в плане. Входная кромка лопатки может быть расположена перпендикулярно оси колеса, наклонно к ней или параллельно ей (рис. 2.7). В плане лопатка может быть радиальной, загнутой по направлению вращения или против него. Наипростейшей (плоской по форме) будет радиальная лопатка (см. рис. 2.6, а). Для обеспечения безударного входа жидкости по всей высоте входной кромки лопатку на начальном участке загибают по направлению вращения колеса (см. рис. 2.6, б). Угол установки лопатки на входе  $\beta_1$  (угол между касательной к окружности колеса, направленной против вращения, и касательной к средней линии сечения профиля лопатки на входе должен по высоте кромки уменьшаться от втулки к периферии.

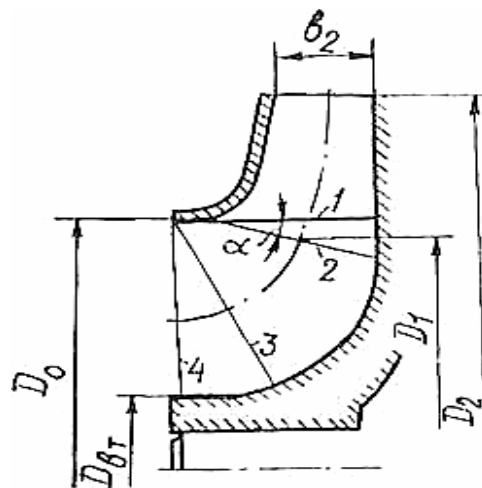


Рис. 2.7. Возможные расположения входных кромок лопаток:

1 — параллельно оси колеса; 2, 3—под углом к оси; 4 — перпендикулярно оси

Поверхность лопатки будет цилиндрической, если входная кромка расположена параллельно оси колеса (см. рис. 2.6, *д*). Такая лопатка называется лопаткой одинарной кривизны. Она относительно простая в изготовлении и контроле геометрии. Но начало проточной части крыльчатки (рабочего колеса насоса) не используется для создания напора, а бескавитационная работа насоса обеспечивается при более высоком давлении на входе. Поэтому чаще входную кромку лопатки выносят в начало проточной части колеса, направляя ее под углом или перпендикулярно осп последнего (рис. 2.7). В этом случае лопатка будет иметь двоякую кривизну (см. рис. 2.6, *з*).

Колесо с лопатками, загнутыми в плане по направлению вращения, создают максимальный напор, но имеют наименьший КПД по сравнению с другими колесами. Поэтому в насосах ЖРД их применяют редко (в основном в дополнительной ступени). Колёса, имеющие радиально расположенные лопатки, при прочих равных условиях развивают меньший напор, но обеспечивают больший КПД, чем колёса с лопатками, загнутыми по направлению вращения. Прочность колеса с радиальными лопатками при прочих равных условиях будет больше прочности колёс с загнутыми лопатками. Поэтому их применяют для водородных насосов, которые должны иметь высокие обороты для сжатия жидкости с малой плотностью. Наконец, колёса с лопатками, загнутыми против вращения, создают наименьший напор, но обеспечивают наибольший КПД, поэтому их применяют для подачи жидкостей с высокой плотностью ( $O_2$ ,  $N_2O_4$ , НДМГ, керосин). Угол установки лопатки на выходе  $\beta_2$  (угол между касательной к окружности колеса, направленной против вращения, и касательной к средней линии профиля сечения лопатки в плане на выходе из колеса) обычно составляет 30...50°.

Число лопаток колеса выбирают, исходя из следующих соображений. При увеличении их числа возрастает относительная длина межлопаточного

канала (отношение его длины к ширине па выходе) и, соответственно, увеличивается количество энергии, передаваемой жидкости. Однако минимальная толщина лопатки ограничивается условиями прочности и технологичности изготовления колеса. Поэтому с увеличением числа лопаток уменьшается площадь поперечного сечения проточной части колеса, возрастают относительная скорость движения жидкости в каналах и гидравлические потери. Следовательно, существует оптимальное число лопаток, равное обычно 5... 11.

По быстроходности крыльчатки делят на тихоходные (см. рис. 2.6, з), нормальные (см. рис. 2.6, в) и быстроходные (см. рис. 2.6, д). Принадлежность колеса к тому или иному типу определяют величиной коэффициента быстроходности

$$n_s = 119,3 \frac{\omega \dot{V}^{0,5}}{H^{0,75}}, \quad (5)$$

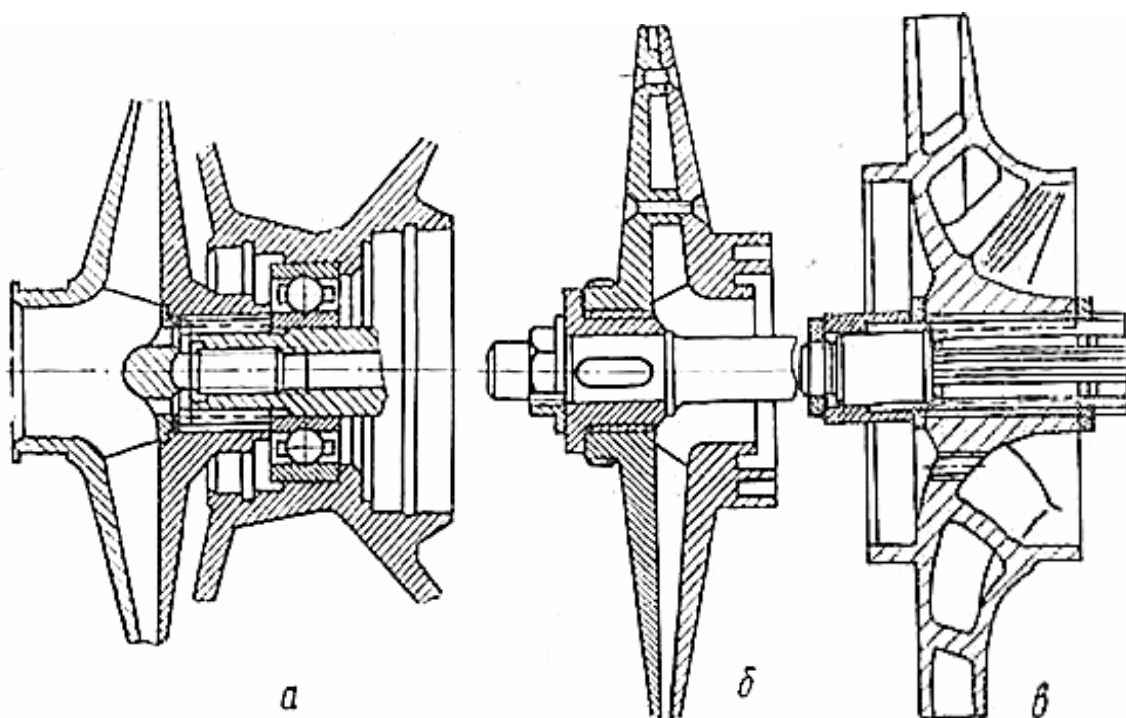
где  $\dot{V}$  – объёмный расход жидкости, м<sup>3</sup>/с.

Коэффициентом быстроходности называют число оборотов эталонного насоса, работающего на воде при  $\dot{V} = 1 \text{ м}^3 / \text{с}$ ,  $H = 1 \text{ Дж} / \text{кг}$ ,  $N = 736 \text{ Вт}$ , геометрически подобного данному насосу и имеющего одинаковые с ним  $\omega$  и КПД. Для тихоходных колес  $n_s = 40...80$ , для нормальных — 80...150, для быстроходных — 150...300. Установлено, что в зависимости от коэффициента быстроходности высокий КПД насоса обеспечивается при определённом соотношении  $D_2 / D_0$  (см. рис. 2.7). Эти соотношения берут за основу при предварительном определении формы проточной части проектируемого колеса.

Размеры проточной части колеса определяют гидравлическими, а толщины элементов — прочностными расчётами.

В зависимости от величины нагрузок и принятой технологии материалом для изготовления колёс могут служить стали, алюминиевые или

титановые сплавы. Полузакрытые колёса изготавливают механической обработкой штампованных заготовок из алюминиевых сплавов типа АК или сталей. Закрытые крыльчатки могут быть сборными и цельными. Сборные состоят из диска с лопатками и крышки, соединённой с кромками лопаток пайкой (рис. 2.8, а), а в ранних конструкциях — клёпкой (рис. 2.8 б). Диски и крышки изготавливают механической обработкой штампованных заготовок из алюминиевого сплава типа АК, сталей 12Х18Н9Т, 30ХГСНА и др. Закрытые колёса делают из алюминиевых и титановых сплавов и сталей литьём по выплавляемым моделям (рис. 2.8, в), что позволяет получать (по сравнению с другими видами литья) точные размеры каналов с заданной шероховатостью поверхностей. Механической обработке подвергаются только уплотнительные бурты, посадочные поверхности, входные и выходные участки межлопаточных каналов. Для зачистки остальной части каналов может быть применена пескоструйная или гидроабразивная обработка. Технология изготовления литых колёс проще, чем сборных, однако они имеют большую массу, так как по условиям получения качественных отливок диск колеса и лопатки приходится утолщать.



*Рис. 2.8. Закрытые односторонние колеса:  
а — сборное паяное; б — сборное клёпаное; в — литое*

Для посадки на вал в ступице выполнено центральное отверстие. При небольшой величине крутящего момента передачу его на колесо обеспечивают с помощью шпонок (обычно двух, рис. 2.8, а, б), а центрируется колесо путём плотной посадки ступицы на вал. Для большей надёжности соединения ступицу колеса из алюминиевого сплава усиливают стальной втулкой (рис. 2.8, б). При большей величине крутящий момент передают на колесо через прямоугольные (в старых конструкциях) или эвольвентные шлицы (рис. 2.8, в). Надёжное центрирование колеса в последнем случае обеспечивают плотной посадкой расточки втулки на центрирующий пояс вала (см. рис. 1.1, поз. 13). В случае, когда это допускается условиями сборки, колесо изготавливают как одно целое с валом. Осевую фиксацию при консольном расположении колеса осуществляют с помощью поджатия ступицы к внутренней обойме подшипника, буртику вала и разжимному кольцу винтом или гайкой (рис. 2.8, а—в соответственно), а при расположении в середине вала — распорными втулками (см. рис. 1.8).

Центробежные колёса вращаются с большой частотой в среде жидкости. Поэтому они должны быть изготовлены с соответствующими точностью и шероховатостью поверхностей. Так, например, должны быть выдержаны:

- допуски на высоту и толщину лопаток — в пределах 0,2... 0,4 мм;
- биения наружного диаметра колеса, цилиндрических поясков под уплотнения, торцов колеса относительно посадочных поверхностей — в пределах 0,02...0,04 мм;

- угловое смещение лопаток от номинального положения — в пределах 5... 10';
- шероховатость каналов полузакрытых и сборных закрытых колёс, посадочных поверхностей и поверхностей цилиндрических поясков под уплотнения в пределах 1,25...0,63 мкм, а каналов литых колёс и свободных поверхностей — 20 или 2,5 мкм.

После обработки колесо подвергается контролю основных размеров и статической балансировке.

*Отводящее устройство* служит для сбора жидкости перед подачей её в магистраль и преобразования скоростного напора в статический.

Основными требованиями к отводящему устройству являются:

- минимальные гидравлические потери;
- обеспечение равномерных по окружности колеса полей скорости и давления, что предотвращает появление дополнительных радиальных усилий, действующих на колесо;
- возможно меньшие размеры.

Отводящее устройство состоит из кольцевого диффузора, сборника и выходного патрубка. Полость, в которой вращается колесо, на периферии переходит в кольцевой канал с увеличивающимся проходным сечением — кольцевой диффузор. В этом канале происходит частичное преобразование энергии жидкости. При значительных скоростях выхода жидкости из колеса за кольцевым размещают лопаточный диффузор, в кольцевой полости которого установлены лопатки. Они образуют расширяющиеся каналы, в которых происходит более эффективное преобразование динамического напора. При этом на нерасчётных режимах работы насоса по окружности

колеса создаётся более равномерное поле давлений, чем при одном безлопаточном диффузоре.

Из диффузора жидкость попадает в сборник, в котором происходит дальнейшее преобразование энергии потока в статическое давление. Сборник представляет собой спиральную камеру (улитку) с проходным сечением, увеличивающимся по окружности примерно пропорционально нарастанию расхода жидкости из межлопаточных каналов. Форма проходного сечения может быть трапецеидальной, прямоугольной или круглой. Сборник переходит в тангенциальный выходной патрубок, сечение которого увеличивается в сторону трубопровода. В патрубке заканчивается преобразование динамического напора в статический, и жидкость вытекает из него со скоростью, равной скорости в трубопроводе.

Все элементы насоса размещают в корпусе и на его крышке. При одностороннем колесе и осевом подводе жидкости крышку обычно располагают со стороны входа в колесо (см. рис. 1.8, поз. 15), а при радиальном подводе — со стороны задней стенки крыльчатки. В некоторых насосах могут быть две крышки корпуса — передняя и задняя.

Корпус насоса имеет сложную форму с большим числом криволинейных поверхностей, которые не всегда можно обработать режущим инструментом. Кроме того, в нём имеются различные цилиндрические и плоские поверхности для посадки подшипников, установки уплотнений, стыковки с другими корпусами, а также ряд внутренних каналов, служащих для подвода жидкости на смазку подшипников или для выхода газа из полостей при заливке насоса. При высоком давлении корпус выполняют с наружным оребрением, позволяющим повышать его жёсткость и прочность (см. рис. 1.8). Заготовка корпуса чаще всего изготавливается литьём в кокиль или в корковые формы алюминиевых сплавов типа АЛ или сталей, а для насосов, перекачивающих агрессивные компоненты — литьём в вакууме титановых сплавов, имеющих высокую коррозионную стойкость. Затем



зачищают поверхности внутренних полостей виброгалтовкой или гидроабразивной обработкой с целью получения требуемой шероховатости поверхности, предварительно механически обрабатывают посадочные места, проводят гидро- и пневмоиспытания, а также окончательную механическую обработку и контроль.

Посадочные места корпуса обрабатывают с высокой точностью. Так, например, необходимо, чтобы были выдержаны:

- допуски на посадочные диаметры — по 7-му качеству;
- шероховатость сопрягаемых поверхностей — не более 1,25 мкм;
- взаимное биение посадочных поверхностей — в пределах 0,03...0,05 мм;
- непараллельность торцов — 0,03...0,08 мм па длине 100 мм;
- неперпендикулярность торцов относительно осей отверстий— 0,05...0,10 мм на расстоянии 100 мм;
- неперпендикулярность подторцовок крепёжных отверстий относительно оси резьбовых отверстий — не более 0,05 мм.

Крышку корпуса обычно изготавливают штамповкой с последующей механической обработкой. Крышка имеет два фланца: большой — для присоединения к корпусу, малый — для присоединения к ней подводящего трубопровода. Соединение крышки с корпусом может быть осуществлено с помощью шпилек или сваркой. В первом случае для надёжного уплотнения стыка в специальную проточку на корпусе или крышке устанавливают прокладку: при уплотнении поверхностей из алюминиевых сплавов — резиновую или фасонную стальную, при уплотнении стальных поверхностей — из алюминия или меди. Иногда стальные крышки и корпуса сваривают, что обеспечивает хорошую герметичность и меньшую массу соединения, но

уже не позволяет делать переборку насоса. Поэтому при доводке насоса крышку соединяют с корпусом шпильками, а в серийном производстве стык и шпильки могут обваривать,

На корпусах насосов имеются приливы, в которых просверлены отверстия для непосредственного крепления ТНА к раме или для крепления кронштейнов.

## **2.4 Направления улучшения антикавитационных свойств центробежных насосов ЖРД**

Центробежные насосы обладают плохими антикавитационными свойствами. Поэтому необходимо предусматривать конструктивные меры борьбы с кавитацией.

Кавитацией называют холодное (без подогрева) кипение жидкости, которое возникает в случае, если её статическое давление будет ниже давления насыщенных паров. Кавитация обычно возникает на входе в межлопаточные каналы колеса, где вследствие гидравлических потерь в подводящем устройстве полное давление жидкости минимально, а скорость потока из-за подсосывающего действия колеса увеличивается, что приводит к снижению статического давления. Появлению кавитации способствует также неравномерность распределения скорости на входе в колесо. Пузырьки пара, появляющиеся в жидкости при кипении и перемещающиеся с ней в зону повышенного давления, конденсируются. Вследствие того, что процесс кавитации является нестационарным, происходят колебания расхода, напора, и работа насоса становится неустойчивой. Кавитация опасна также и тем, что при конденсации пара на поверхности стенок каналов колеса вследствие полусферической формы пузырьков частицы жидкости устремляются в центр

полусферы с большой скоростью. Торможение жидкости па поверхности стенки вызывает местное повышение давления до сотен атмосфер и разрушение поверхности металла. При значительном времени работы насоса (как, например, в ЖРД многоразового действия) это может привести к разрушению колеса.

Таким образом, опасность проявления кавитации заключается в том, что она вызывает срыв режима работы насоса, резкое падение напора, а также разрушает проточную часть в виде кавитационной эрозии. Механизм кавитационной эрозии заключается в разрушении поверхности материала под воздействием гидроударов при захлопывании кавитационных каверн (пузырей). Поскольку такое разрушение относится к усталостному типу, требующему определённого времени, то для малоресурсных насосов ЖРД, время работы которых исчисляется минутами, его можно не принимать во внимание. Для таких насосов более важны антикавитационные свойства не по эрозионному воздействию на его проточную часть, а из-за срыва всех параметров, стабильность которых диктуется задачами, выполняемыми ДУ в целом. Отличительная особенность проточной части насосов ЖРД состоит в обеспечении высоких антикавитационных и удельных энергетических показателей ТНА с некоторым ущербом для ресурса его работы и КПД.

Для обеспечения бескавитационной работы насоса необходимо выполнение следующего условия:

$$p_{вхст} = p_{st} + \Delta p_{кав}, \quad (6)$$

где  $p_{вхст}$  — статическое давление на входе в каналы колеса;

$p_{st}$  — давление насыщенных паров жидкости при её температуре  $t$ ;

$\Delta p_{кав}$  — кавитационный запас давления.

Величина  $P_{st}$  зависит от свойств и температуры жидкости и является заданной. Поэтому для обеспечения бескавитационной работы нужно увеличивать или уменьшать величину.

Увеличение давления на входе в насос можно осуществлять повышением давления наддува (приводит к увеличению массы бака) или подводом части расхода жидкости из полости высокого давления на вход в колесо (ведёт к снижению объёмного КПД насоса). В последнем случае жидкость желательно подводить в зоны наиболее вероятного возникновения кавитации: у корня лопаток, где проходное сечение каналов мало (через разгрузочные отверстия в диске односторонней крыльчатки); у периферии лопаток, где максимальна величина относительной скорости потока (через уплотнения по переднему бурту крыльчатки, как на рис. 1.1 поз. 10, или через сверление в корпусе, как на рис. 1.1 поз. 16). Для уменьшения искажений поля скоростей основного потока на периферии входа в межлопаточные каналы потоку жидкости высокого давления придают соответствующее направление с помощью дефлектора на крышке или корпусе насоса (см. рис. 1.1, место 1) или скоса на бандаже шнека (см. рис. 1.1, поз. 14).

Конструкция и расположение устройства ввода утечек относительно входа в центробежное колесо существенно изменяют антикавитационные характеристики насоса.

Например, схемы ввода утечек жидкости со стороны покрывного диска (рис. 11) обладают большим разнообразием. Различное направление ввода утечек жидкости отражается на величине потерь давления при смешении и оказывает существенное влияние на кавитационные параметры насоса. Так, если изменять ввод утечек жидкости от перпендикулярного к направлению основного потока, то потери энергии при смешении уменьшатся и достигнут минимума при совпадении их величин скоростей и направлений течения. При встречном направлении

утечек жидкости основному потоку (см. рис. 1.11, б) потери на смешение наибольшие и зависят от соотношения их расходов. Лучший вариант конструкции по антикавитационным свойствам насоса соответствует устройству ввода с козырьком (рис. 1.11, д...и) и направлению утечек жидкости по пути движения основного потока.

В более поздних конструкциях при проектировании заложена заниженная величина кавитационного запаса. Для этого выбирают оптимальные геометрию и размеры подводящего устройства, позволяющие снижать гидравлические потери, уменьшать скорость жидкости на входе в каналы колеса и выравнивать по окружности входа её величину. Максимально допустимая скорость на входе в колёса обычно составляет 10 м /с.

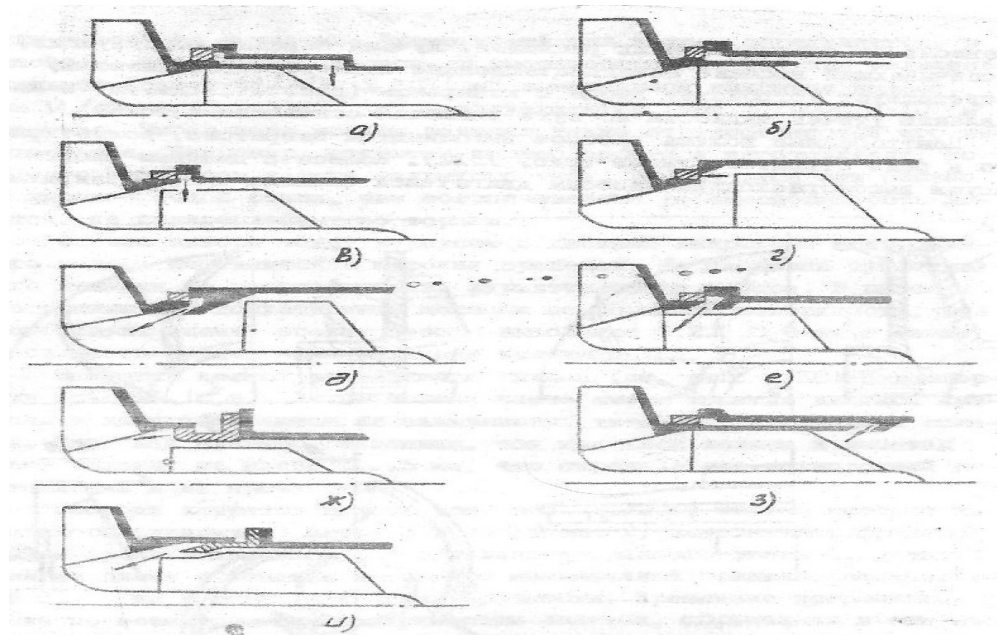


Рис. 2.9. Схема ввода утечек со стороны покрывного диска колеса насоса

Для повышения антикавитационных свойств колеса входные кромки его лопаток выносят к самому началу входа в колесо и устанавливают перпендикулярно его оси. Максимальная относительная скорость жидкости будет в этом случае только на периферии лопаток. Другим средством снижения относительной скорости является применение

колёс с переразмеренным входом, т. е. с увеличенной высотой лопаток на входе, или же с двухсторонним входом (см. рис. 2.8). Иногда с этой же целью создают предварительную закрутку жидкости по направлению вращения колеса. Её осуществляют с помощью неподвижного или вращающегося вместе с колесом направляющего аппарата, имеющего лопатки, установленные под определённым углом к оси вращения. Наиболее эффективным средством повышения антикавитационных свойств крыльчаток является установка осевой ступени на входе в основное колесо.

Степень гидравлического совершенства проточной части современных центробежных насосов, с отмеченным выше ущербом для его КПД, соответствует  $S_{кр} = 2000 \dots 2500$ .

Дальнейшее повышение антикавитационных свойств насосного агрегата достигается применением подкачивающих устройств: различных вспомогательных и бустерных насосов – струйных (эжекторов), осевых (шнеков) и т.п. Такие устройства выполняют или автономно в виде подкачивающих насосов, или заодно с центробежным насосом в виде превключенной ступени (шнекообразный насос). На рис. 2.10 представлена схема шнекоцентробежного с эжектором насоса, включающего центробежное колесо 1, вход в который расширен за счёт увеличения ширины лопатки и диаметра начала лопаток. Направляющий конус 3 обеспечивает направление утечек жидкости по основному потоку и отсекает распространение вихревой обратной зоны. Осевой преднасос (шнек) 4 с высокими антикавитационными свойствами повышает давление на входе в центробежное колесо для обеспечения его работы без кавитационного срыва. Струйный насос 6 создает дополнительное повышение давления на входе в шнек за счёт энергии утечек жидкости из полостей гидравлического тракта насоса. Совершенство насоса по его антикавитационным свойствам привело к существенному изменению конструкции проточной части самого насоса путём комбинации различных по принципу действия насосов в единый блок, введения дополнительных

магистралей и гидравлических трактов, обеспечивающих работоспособность конструкции.

Кавитационный коэффициент быстроходности современных шнекоцентробежных насосов составляет  $S_{кр} = 4500 \dots 5000$  [ 2, 5 ].

Центробежный насос может иметь не одну, а несколько ступеней. В этом случае он представляет собой несколько центробежных одноступенчатых насосов, включённых последовательно и объединённых в одном корпусе.

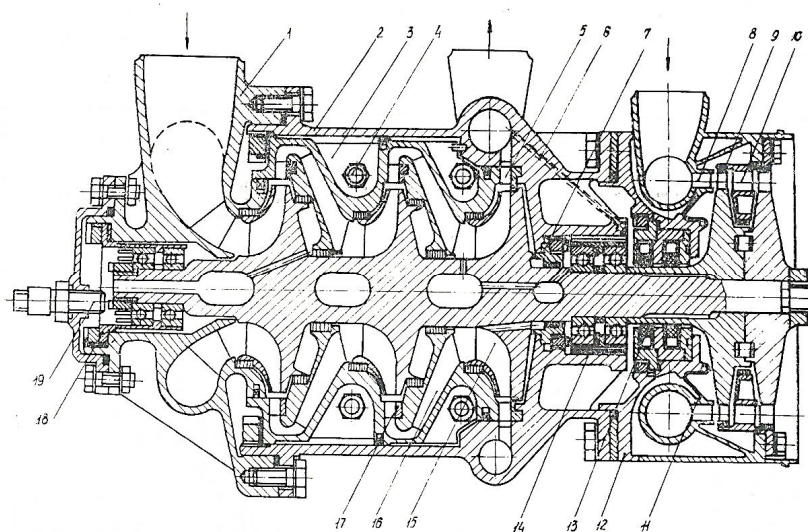
Многоступенчатые центробежные насосы применяют с целью:

- получения больших давлений на выходе;
- уменьшения поперечного габарита насоса или частоты вращения колеса;
- снижения расхода мощности на привод насоса в ЖРД с дожиганием.

При перекачивании таких жидкостей, как водород, в одной ступени центробежного насоса очень трудно получить давление подачи более 10 МПа. Дело в том, что максимальная окружная скорость  $u_{2 \text{ макс}}$ , которую может выдержать без разрушения от центробежных сил колесо из титанового сплава, равна 500 м/с. При  $k_{u2} = 0,6$ ,  $\rho = 70 \text{ кг/м}^3$  максимальное повышение давления в одной ступени 10,5 МПа.

Поэтому для получения больших давлений водорода необходимо применение в насосе нескольких соединённых последовательно ступеней. Так, например, водородный насос рис. 2.10 имеет три ступени. В основном корпусе 2 насоса, закрытом передней 1 и задней 12 крышками, установлен дополнительный разъёмный корпус 3, стянутый болтами 4 и имеющий последовательно расположенные безлопаточные и лопаточные 5 и 17 диффузоры, кольцевые поворотные полости и направляющие аппараты 16. Внутри этого корпуса размещаются три крыльчатки 15, выполненные вместе

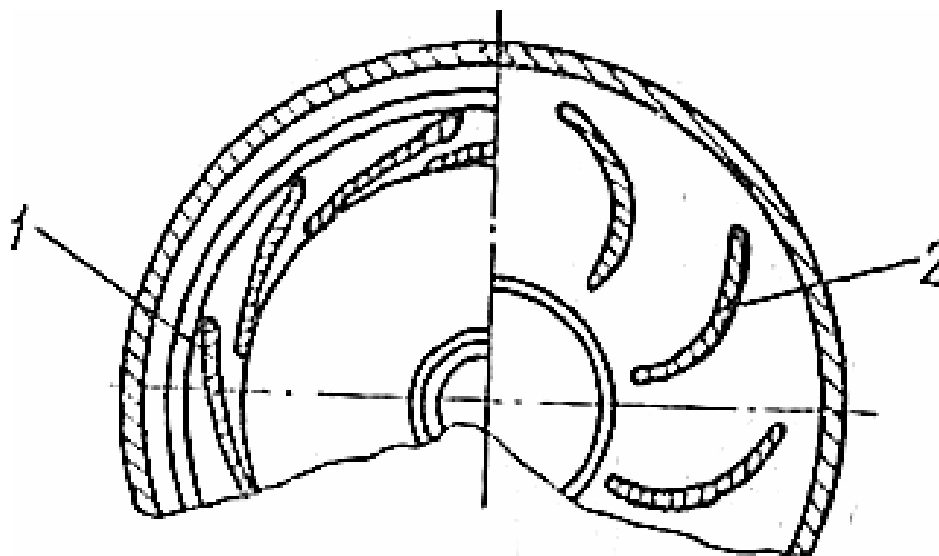
с валом турбины. Корпус турбины включает в себя подводящий коллектор и сопла 8 и крепится к задней крышке насоса с помощью диафрагмы 11. Генераторный газ поступает из сопел на лопатки первой ступени 9 колеса, в направляющий аппарат 10 второй ступени, на лопатки колеса второй ступени и выходит в осевом направлении. Ротор ТНА вращается в двух сдвоенных подшипниках, для смазки и охлаждения которых из полостей высокого давления подводится по сверлению в крыльчатке первой ступени и по сверлению 6 в корпусе основного насоса водород. Передний блок подшипников установлен в упругом элементе 18, а на задний одет кольцевой пластинчатый демпфер 14. П полость заднего блока подшипников уплотнена со стороны турбины кольцами 13 из фторопласта, а со стороны насоса — лабиринтом 7. Колесо последней ступени насоса выполняет функцию автомата разгрузки упорного подшипника от осевой силы. Промежуточный корпус насоса отлит из алюминиевого сплава, а основной корпус, его крышки и крыльчатки — из титанового сплава. Гайка переднего конца вала имеет два выступа, которые при вращении ротора вызывают в индукционном датчике частоты вращения 19 соответствующие электрические импульсы. Схема расположения лопаток промежуточного корпуса показана на рис. 2.11.



*Рис. 2.10 Водородный ТНА с трёхступенчатым центробежным насосом и двухступенчатой турбиной*



Трёхступенчатый водородный насос применён также в ТНА ЖРД SSME и «Эроспайк» (США). Несколько ступеней используется и для уменьшения поперечного габарита или же для снижения частоты вращения ротора с целью улучшения антикавитационных свойств первого колеса.



*Рис. 2.11. Схема расположения лопаток промежуточного корпуса многоступенчатого насоса:*

*1 — лопатки диффузора; 2 — лопатки направляющего аппарата*

Наконец, в схеме с дожиганием генераторного газа используется двухступенчатый насос, у которого вторая ступень рассчитана на подачу в газо-генератор под большим давлением только части расхода компонента. Это позволяет в значительной степени снижать мощность привода насоса по сравнению со случаем, если бы повышалось давление всего расхода компонента. Например, в насосе окислителя ЖРД SSME такое снижение мощности составляет 12,7 МВт.

## 2.5 Осевые насосы

В осевом насосе жидкость движется в направлении, параллельном оси колеса.

Ступень осевого насоса состоит в общем случае из направляющего аппарата 1, колеса 2 и спрямляющего аппарата 3 (рис. 2.12). Направляющий аппарат представляет собой кольцевой ряд лопаток, установленных под определённым углом к плоскости вращения колеса и обеспечивающих закрутку потока. Колесо имеет диск, вращающийся вместе с валом, и консольно укрепленные на нём лопатки, образующие межлопаточные каналы, по которым к жидкости подводится энергия. В спрямляющем аппарате происходит преобразование скоростного напора жидкости в статическое давление и уменьшение закрутки потока. Преимуществами осевой ступени перед центробежной являются возможность подачи больших объёмных расходов, лучшие антикавитационные свойства и меньший радиальный габарит. Вместе с тем напор одной ступени невелик, и для получения достаточно высокого давления на выходе из насоса приходится использовать несколько ступеней, хотя это и ведёт к увеличению осевого габарита насоса.

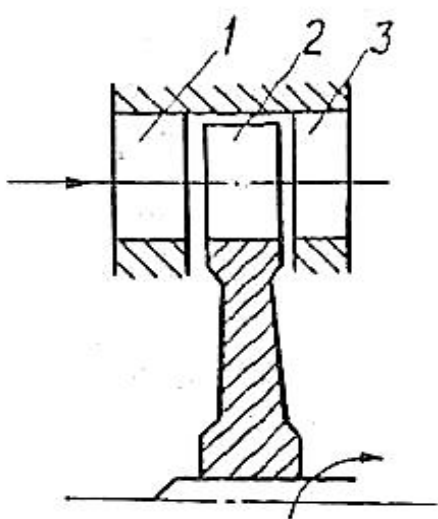


Рис. 2.12. Схема ступени пропеллерного насоса

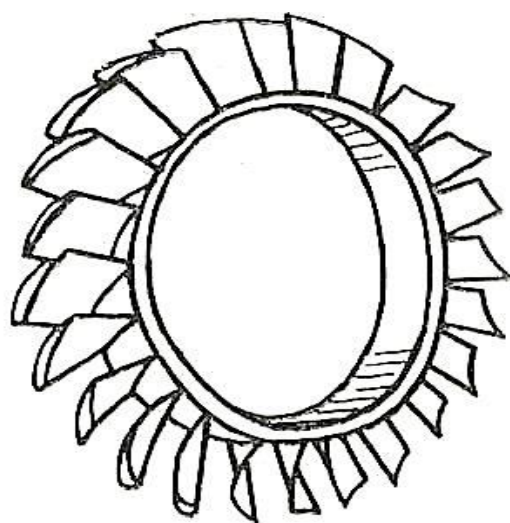


Рис. 2.13. Рабочее колесо многоступенчатого насоса

В многоступенчатом осевом насосе спрямляющий аппарат первой ступени является направляющим аппаратом второй ступени и т. д. Насос состоит из корпуса и ротора, вращающегося в двух шариковых подшипниках. С целью облегчения барабана ротора его набирают из чередующихся рабочих колес (рис. 2,13) и гладких кольцевых проставок, а затем стягивают болтом. Лопатки спрямляющих аппаратов ступеней припаяны к разъемным полукольцам, которые собираются вместе с ротором и устанавливаются в корпус насоса. На входе в насос установлено шнековое колесо, а на выходе — отводящее устройство.

При средних давлениях на выходе (5... 10 МПа) и больших объёмных расходах осевые насосы могут конкурировать с центробежными.

## 2.6 Шнековые насосы

В шнековом насосе лопатки колеса, число которых может быть равно двум, трём и более, имеют винтовую поверхность постоянного или переменного шага (рис. 2.14). Жидкость, попадая в межлопаточные каналы, движется по спирали. Для повышения антикавитационных свойств угол установки лопаток (угол подъёма винтовой линии) выбирают небольшим (порядка  $3...7^\circ$ ), а диаметр ступицы колеса — минимальным, исходя лишь из условия обеспечения прочности при передаче крутящего момента лопаткам.

Если необходимо увеличить напор шнека, то высоту лопатки к выходу уменьшают. Это можно осуществить увеличением диаметра ступицы (см. рис. 1), уменьшением высоты лопатки к выходу из колеса или же комбинацией обоих способов. С целью уменьшения перетекания жидкости через зазор между торцами лопаток и корпусом насоса применяется шнек с бандажом (см. рис. 1), а для обеспечения плавного втекания жидкости в шнековое колесо на л перед шнеком устанавливают обтекатель (см. рис.

2.14). Осевые и шнековые колеса работают без кавитации при гораздо меньшем давлении па входе, чем центробежные. Объясняется это меньшей нагрузкой на лопатку (разрежение за лопаткой будет меньше) и самим характером движения жидкости в каналах колеса. При радиальном течении центробежная сила вызывает в жидкости напряжения растяжения, способствуя появлению пустот. При осевом течении эта же сила в наиболее опасных с точки зрения кавитации местах (на периферии лопаток) вызывает повышение давления.

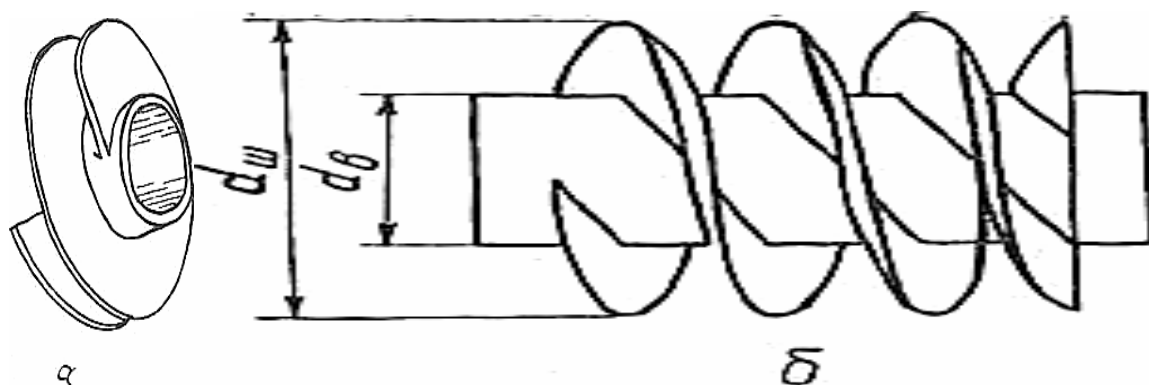


Рис. 2.15. Шнек (а) и его основные размеры (б):

$d_{в}$ —диаметр вала;  $d_{ш}$ —диаметр шнека

Опыты показали, что осевые и особенно шнековые колеса могут устойчиво работать в условиях развитой кавитации (чтобы пар конденсировался до выхода из ступени, выбирается соответствующая длина лопаток). Поэтому шнеки часто комбинируют с центробежными колесами для повышения антикавитационных свойств насоса, а также используют в качестве вспомогательных ступеней или вспомогательных (бустерных) насосов, устанавливаемых на входе в центробежный насос.

Шнекоцентробежные колеса могут быть изготовлены вместе или же шнек изготавливается отдельно от центробежного колеса. Он устанавливается на одном валу с основным колесом и непосредственно

примыкает к нему или же между ними размещается спрямляющий аппарат. Для уменьшения потерь давления на входе в шнек направляющий аппарат перед ним не ставится. Применяются также более сложные схемы осецентробежных насосов, в которых перед основным осецентробежным колесом последовательно установлены шнек, осевая ступень и спрямляющий аппарат. Шнек устанавливают и перед многоступенчатым осевым насосом.

*Бустерные насосы* разделяют на подкачивающие и предвключенные. *Подкачивающий насос* устанавливается на выходе из бака и состоит обычно из шнека или шнекоцентробежного колеса, приводимого во вращение газовой турбиной от специального Ж ГГ или (при малых мощностях) электромотором.

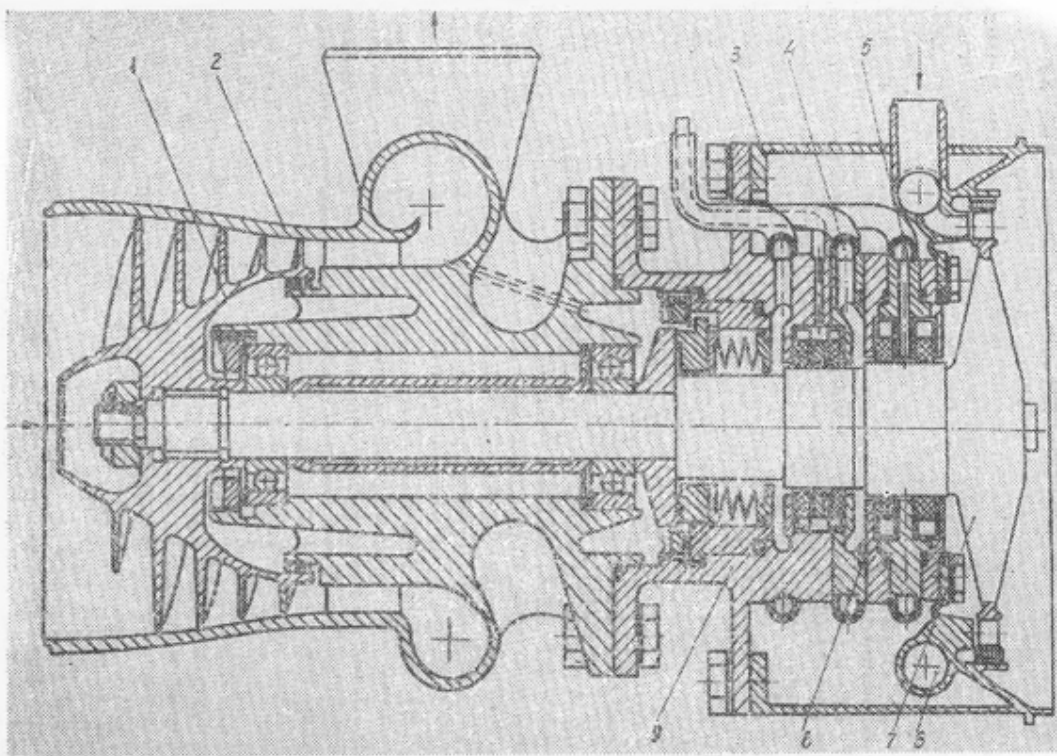
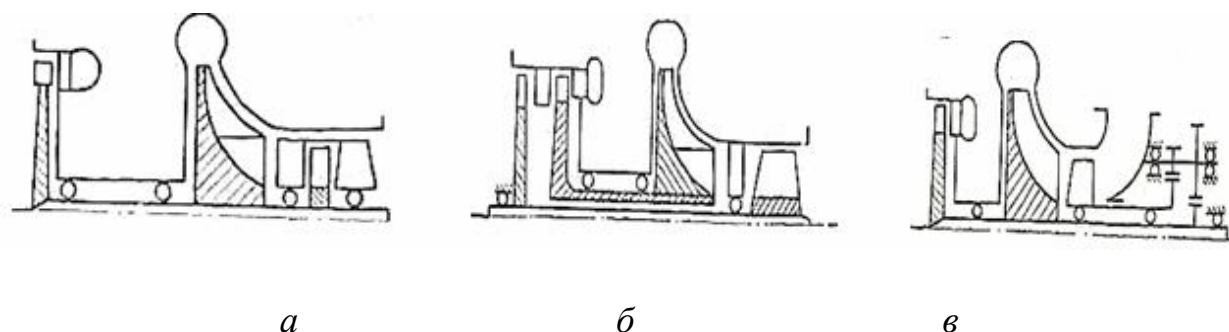


Рис. 2.16 Бустерный преднасос: 1 - шнек; 2 - корпус насоса; 3- корпус турбины; 4 - наддув газом полости между уплотнениями; 5 - дренаж; 6 - коллектор турбины; 7 - колесо турбины; 8 - уплотнение; 9 - крышка насоса

*Предвключенный насос* (преднасос) устанавливается непосредственно перед основным и может быть встроенным или вынесенным. *Встроенный*

преднасос размещается в одном корпусе с основным. При этом осевая ступень располагается на одном валу с центробежной, но вращается с другим числом оборотов по сравнению с основным колесом. В результате образуется двухкаскадная схема, первым каскадом которой является осевой преднасос, вращаемый с небольшой угловой скоростью гидротурбиной, а вторым — центробежное колесо, вращающееся с большой угловой скоростью вместе со вторым осевым колесом. Это позволяет обеспечить бескавитационную работу при малом давлении наддува бака, высокий напор и сравнительно небольшие габариты насоса. Так, например, на рис. 2.17, а изображена схема двухкаскадного насоса, в котором первое осевое колесо соединено общим бандажом с гидротурбиной, причем они опираются через подшипники на вал основного колеса. Гидротурбина приводится во вращение потоком жидкости, подаваемым вторым осевым колесом. Оно жёстко закреплено на валу основного колеса и находится между осевым преднасосом и гидротурбиной. Первое осевое колесо обеспечивает бескавитационную работу второго осевого колеса, которое создаёт напор, необходимый для вращения гидротурбины и бескавитационной работы центробежной ступени. Предлагаются и другие схемы двухкаскадных насосов с приводом осевой ступени от дополнительной ступени турбины, вращающейся с меньшим числом оборотов (рис. 2.17, б), или от основной турбины через редуктор (рис. 1.16, в).



*Рис. 2.17. Схемы ТНА с встроенными преднасосами, приводимыми в действие гидротурбиной (а), отдельной газовой турбиной (б) и через редуктор (в)*

Преднасос, сконструированный в отдельном корпусе, называется вынесенным. Он обычно имеет шнек, приводимый во вращение гидро - или газотурбиной, через которую прокачивается часть расхода из основного насоса. При таком приводе облегчается проблема создания надёжных уплотнений между его агрегатами (турбиной и насосом). На рис. 2.16 показан один из вынесенных преднасосов, шнек которого имеет длинные лопатки и увеличивающийся постепенно диаметр втулки. Это позволило повысить давление на выходе из него примерно в 10 раз по сравнению с давлением на входе, которое очень мало (например, для водорода  $p_{вх} = 0,014$  МПа). Преднасос может устанавливаться на корпусе основного насоса или раме двигателя. Если камера двигателя поворотная, то преднасос и насос соединяются трубопроводами с гибкими элементами.

Применение вынесенных насосов упрощает компоновку, сборку и доводку ТНА, но увеличивает массу конструкции.

Осевые насосы (шнеки) (рис. 2.18) широко используют в качестве предвключенной ступени шнекоцентробежных насосов. Конструктивные формы шнеков различны: с двумя-тремя лопатками (заходами) в виде винтовой линии, которая может быть с постоянной величиной шага (шнек постоянного шага на рис. 2.18, а) или переменной (см. рис. 2.18, б) с углом подъёма винтовой линии  $3...7^\circ$ . Напомним, что напор шнека постоянного шага обеспечивается углом атаки, и поток жидкости в решётке шнека изменяет направление на его величину. Шнек переменного шага создает большой напор, который обеспечивается углом атаки и дополнительно изогнутостью профиля.

С целью повышения антикавитационных свойств шнекоцентробежного насоса и сокращения его осевых габаритов осевое расстояние между лопатками шнека и центробежного колеса выполняют минимально возможным, что обуславливает конструкцию ступенчатого шнека. По существу получается как бы два шнека, выполненных заодно

[?Г]: первый с диаметром  $D_{ш1}$  – на входе (за пределами центробежного колеса), второй диаметром  $D_{ш2}$  – внутри центробежного колеса на длине, перекрывающей половину ширины его лопатки .

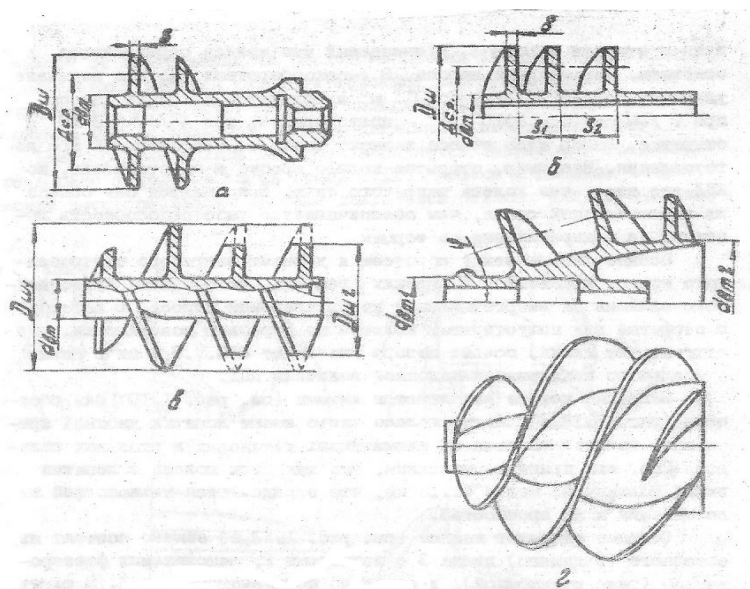


Рис. 2.18. Осевые колёса (шнеки):

*а - постоянного шага; б- переменного шага; в- ступенчатый; г- конусный*

На рис. 2.18, г приведён шнек стреловидной формы входной части. Шнек такой конструкции обладает высокой всасывающей способностью и широко применяется в качестве основного рабочего колеса бустерного и предвключенной ступени шнекоцентробежного насосов. При изготовлении шнеков с крыльчаткой и валом заодно целое сокращается число контактирующих с валом по точной посадке деталей, уменьшаются размеры втулки шнека, ее габариты и повышаются антикавитационные свойства насоса.

Для передачи крутящего момента от вала к колесу широко применяется шлицевое соединение с прямобочными или эвольвентными шлицами. Иногда возможно использование шпонок, а в маломощных ТНА – резьбовое соединение с направлением нарезки обратным вращению.



Для центрирования колеса на валу предусматривается поясok, обеспечивающий плотную посадку.

## **2.7 Особенности изготовления деталей насосов ТНА**

Технология изготовления деталей насосов ТНА неразрывно связана с условиями работы каждой детали, применяемыми материалами, существующей в данный период создания новой техники соответствующей методологии, наличием необходимого оборудования.

Валы ТНА выполняются из нержавеющей сталей, стойких в заданной среде. Например, участок вала в области ротора турбины испытывает воздействие высокой температуры, а другие участки могут быть в зоне криогенной жидкости (водород, кислород, азот и т.п.), где происходят структурные изменения в металле (рост зерен). Все это необходимо учитывать при выборе материала вала и его технологии получения от заготовки до готовой продукции. Для уменьшения массы ТНА валы выполняют пустотелыми.

Конструкция корпуса насоса зависит от материала и способа изготовления. Сам корпус включает в себя подводящие каналы насоса и сборника жидкости: спиральный, иногда лопаточный диффузоры и отводящий конический патрубок, обеспечивающие преобразование кинетической энергии в потенциальную. Сложные формы этих каналов получают литьем из алюминиевых, реже стальных сплавов. Отводящие элементы корпуса насоса находятся под воздействием высокого давления жидкости и их стенки выполняют большей толщины, чем у прочих каналов.

Конструкция корпуса насоса зависит от материала и способа изготовления. Сам корпус включает в себя подводящие каналы насоса и сборника жидкости: спиральный, иногда лопаточный диффузоры и отводящий конический патрубок, обеспечивающие преобразование кинетической энергии в потенциальную. Сложные формы названных каналов получают литьем из алюминиевых, реже стальных сплавов.

Отводящие элементы корпуса насоса находятся под воздействием высокого давления жидкости и их стенки выполняют большей толщины, чем у прочих каналов. Крышку насоса стыкуют с корпусом по цилиндрической поверхности разъема и крепят с помощью шпилек с гайками, уплотняя стык, круглой прокладкой. При больших давлениях и расходах компонента возникают значительные усилия в месте стыка крышки с корпусом, что приводит к большому количеству шпилек, а следовательно, увеличивается толщина стенок в месте их постановки.

Корпусы насосов с высоким давлением целесообразно выполнять стальными или из титановых сплавов. Широко применяются сборно-сварные корпуса, прочность и жесткость стенок которых достигается постановкой ребер жесткости. Соединение крышки с корпусом при помощи сварки существенно снижает толщину стенок в месте стыка, выполняемого с отбортовкой, которая позволяет свести к минимуму температурные деформации корпуса при сварке. Недостаток сварных корпусов – сварочные деформации, разогрев, сложность ремонта при доработке или переработке агрегата.

Форма корпуса насоса зависит, в основном, от выбранной схемы компоновки ТНА и наиболее она проста при осевом подводе компонента. Радиальное подводящее устройство имеет спрямляющую перегородку с переходом патрубка подвода в кольцевую камеру перед рабочим колесом насоса.

Шероховатость поверхностей межлопаточных каналов центробежного насоса и шнека не более  $R_a = 2,5 \dots 1,25$ , что достигается чистовым фрезерованием с последующей, в случае необходимости, зачисткой и полированием. После механической обработки колеса, например, из алюминиевых сплавов, следует анодное оксидирование (анодирование) для предохранения от коррозии и механических повреждений. Анодированная поверхность становится менее шероховатой, что уменьшает потери на трение.

Для передачи крутящего момента от вала к колесу широко применяется шлицевое соединение с прямобочными или эвольвентными шлицами. Иногда возможно использование шпонок, а в маломощных ТНА – резьбового соединения с направлением нарезки резьбы, обратным вращению.

Для центрирования колеса на валу предусматривается цилиндрический поясok, обеспечивающий плотную посадку.

Конструкция корпуса насоса зависит от материала и способа изготовления. Сам корпус включает в себя подводящие каналы насоса и сборника жидкости: спиральный, иногда лопаточный диффузоры и отводящий конический патрубок, обеспечивающие преобразование кинетической энергии в потенциальную. Сложные формы этих каналов получают литьём из алюминиевых, реже стальных сплавов. Отводящие элементы корпуса насоса находятся под воздействием высокого давления жидкости и их стенки выполняют большей толщины, чем у прочих каналов. Крышку насоса стыкуют с корпусом по цилиндрической поверхности разъёма и крепят с помощью шпилек с гайками, уплотняя стык круглой прокладкой. При больших давлениях и расходах компонента возникают значительные усилия в месте стыка крышки с корпусом, что приводит к большому количеству шпилек, и, следовательно, увеличивается толщина стенок в месте их постановки.

Корпусы насосов с высоким давлением целесообразно выполнять стальными или из титановых сплавов. Широко применяются сборно-сварные корпуса. Прочность и жёсткость стенок их достигается предусмотренными рёбрами жёсткости. Соединение крышки с корпусом при помощи сварки существенно снижает толщину стенок в месте стыка, выполняемого с отбортовкой, Отбортовка позволяет сводить к минимуму температурные деформации корпуса при сварке. Недостаток сварных корпусов – сварочные деформации, разогрев, сложность ремонта при доработке или переработке агрегата.

Форма корпуса насоса зависит, в основном, от выбранной схемы компоновки ТНА. Она наиболее проста при осевом подводе компонента. Радиальное подводящее устройство имеет спрямляющую перегородку с переходом патрубка подвода в кольцевую камеру перед рабочим колесом насоса.

### **3 КОНСТРУКЦИЯ ТУРБИН ТНА**

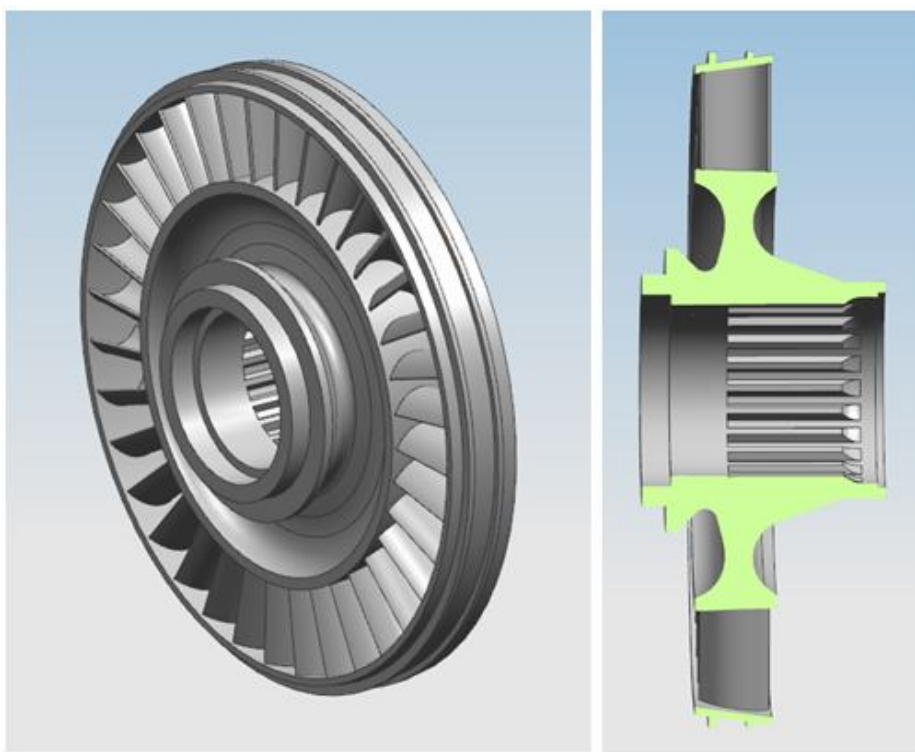
#### **3.1 Комплексный подход к проектированию турбин ТНА**

Турбина турбонасосного агрегата (ТНА) предназначена для привода его насосов. Чаще всего применяют газовые, реже жидкостные (гидравлические) турбины. Насосы и турбины komponуют в единый (турбонасосный) агрегат.

В настоящей главе исследуются пути использования сопряжённых (гидро- и газодинамических, термодинамических, тепловых, прочностных, деформационных, динамических и технологических) моделей оценки параметров эффективности создаваемых изделий и управления ими на стадиях проектирования, конструирования и доводки турбин ТНА ЖРД.

На основе данных, полученных в ходе выполнения курсовых проектов по дисциплинам «Теория и расчёт лопаточных машин агрегатов ракетных двигателей», «Проектирование турбонасосных агрегатов» студенту предлагается самостоятельно, получая консультации преподавателя, рассчитывать напряжённо-деформированное состояние рабочего колеса турбины турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя в сопряжённой постановке [11, 20 - 22]. Для этого необходимо сначала рассчитать гидродинамические процессы в основном тракте турбины, затем усложнить модель включением в расчёт притрактовых полостей, учётом влияния теплообмена с материалом диска турбины, а далее, используя полученные данные в качестве граничных условий, рассчитать напряжённо-деформированное состояние рабочего колеса.

В качестве примера на рис. 3.1 изображено рабочее колесо реактивной турбины турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя. Турбина осевая, одноступенчатая, РК бандажированное с двумя лабиринтами.



*Рис. 3.1. Твёрдотельная модель рабочего колеса турбины*

Рабочее тело турбины представляет собой генераторный газ, полученный в результате горения смеси окислителя и горючего при избытке первого или второго. Каждый состав смеси имеет свои достоинства и недостатки, которые выявлены в учебной дисциплине «Теория ЖРД».

### **3.2 Требования к турбинам ТНА ЖРД и принципы их реализации**

Основными требованиями, предъявляемыми к турбинам ТНА, являются:

- возможно большая величина  $C_{ad}$ , что особенно важно для автономных турбин, так как при этом уменьшается расход рабочего тела через турбину и повышается удельный импульс ДУ;

- высокий КПД, что позволяет снижать расход рабочего тела через автономную турбину, а в предкамерной турбине — давление на её входе и, следовательно, массу конструкции ДУ;

- возможно большая скорость вращения ротора, что позволяет уменьшать радиальный габарит турбины.

Эти требования определяют конструктивные особенности и параметры турбин ТНА ЖРД, технологию изготовления, сборки и доводки изделия. Обоснованная методология выбора путей деятельности в этих направлениях является основным условием удовлетворения отмеченным требованиям.

Турбина, как и насос, имеет подводящее устройство, рабочий орган и отводящее устройство. Подводящее устройство состоит из входного патрубка, коллектора для распределения рабочего тела по окружности колеса и соплового аппарата. В последнем происходит увеличение скорости рабочего тела вследствие его расширения. Рабочим органом турбины является колесо с рабочими лопатками, образующими каналы, в которых происходит преобразование энергии рабочего тела и выхлопного патрубка.

В зависимости от направления потока рабочего тела относительно оси колеса различают осевые и радиальные турбины. Если расширение рабочего тела происходит только в сопловом аппарате, то турбину называют *активной*. Если же расширение его происходит и в каналах колеса, то такую турбину называют *реактивной*. Активная турбина может иметь несколько ступеней, в которых последовательно срабатываются или перепад давления рабочего тела (турбины со ступенями давления), или же скорость потока, полученная в сопловом аппарате первой ступени (турбины со ступенями скорости).

### **3.3 Параметры, характеризующие техническое совершенство турбин ТНА ЖРД**

Для привода насосов ЖРД обычно используются газовые или жидкостные турбины. Их преимуществами перед другими типами приводов являются большая удельная массовая мощность (мощность на единицу массы конструкции), малый удельный расход рабочего тела (расход на единицу мощности), высокие частоты вращения и простота соединения с лопаточными насосами.

По назначению турбины ТНА можно разделить на пусковые и основные. *Пусковая* турбина обеспечивает раскрутку насосов только в начальный момент запуска, а *основная* — их вращение в течение всего времени работы двигателя. Кроме того, если основная турбина приводит во вращение насосы ТНА ЖРД без дожигания, то её называют *автономной*. Если же основная турбина установлена в ТНА ЖРД с дожиганием, она называется *предкамерной* [2, 3, 7, 8, 12 ]

Основными параметрами турбины являются:

$N_T$  — мощность;

$\pi_t$  — степень расширения рабочего тела в турбине;

$T_{вх}$  — температура рабочего тела на входе в турбину;

$\omega$  — угловая скорость ротора;

$\eta_T$  — КПД турбины.

Мощность турбины ТНА, равная суммарной мощности приводимых насосов и дополнительным затратам (потери на трение и др.), может достигать весьма больших величин. Так, например, турбина ТНА ЖРД F-1 имеет мощность 44,2 МВт, а турбина водородного ТНА ЖРД SSME — 56 МВт [12].

Степень расширения рабочего тела в турбине определяется выражением

$$\pi_T = p_{вх}/p_{вых},$$

где  $p_{вх}$  — давление на входе в турбину;

$p_{вых}$  — давление на выходе из турбины.

Величина  $\pi_T$  зависит от назначения турбины. Величина  $p_{вых}$  зависит от схемы двигателя, способа регулирования перепада давления на турбине в полёте и возможности использования газа после выхода из турбины для получения дополнительной тяги от выхлопа.

Для пусковых и основных автономных турбин  $\pi_T = 20...50$ , а для предкамерных —  $\pi_T = 1,2...1,8$  [2, 12, 13]. Турбина ЖРД с дожиганием высокорасходная, низкоперепадная. Она работает при малых скоростях газового потока и давлении на выходе, превышающем давление в камере сгорания  $p_k$ :

$$p_{вых} > p_k.$$

Температура рабочего тела перед турбиной ограничена прочностью материала конструкции (в основном, рабочих лопаток и дисков, как наиболее нагруженных элементов). Исходя из требований обеспечения малой массы и простоты конструкции, в ТНА используются неохлаждаемые лопатки. Поэтому температура на входе в турбину при стальных лопатках ограничивается величиной  $T_{ex} = 1000...1200 \text{ K}$  при восстановительном и  $700...800 \text{ K}$  при окислительном газе.

Угловая скорость вращения ротора  $\omega$  определяет его силовую напряженность, КПД и габариты турбины. При однороторной конструкции ТНА она ограничивается условием бескавитационной работы насосов. Если же турбина приводит во вращение насосы через редуктор, то угловую скорость вращения ротора турбины выбирают из условия получения  $\eta_{Tmax}$  и минимального радиального габарита. Для роторов современных турбин  $\omega = (3...5) \cdot 10^3 \text{ рад/с}$ , а может быть и больше. Например, турбина водородного ТНА двигателя РД0146 конструкции КБХА (г. Воронеж) вращается с частотой 123000 об/мин [10].

КПД турбины зависит от отношения  $U/C_{ad}$ ,

где  $U$  — окружная скорость на среднем диаметре лопаток;

$C_{ad}$  — скорость потока после его расширения от  $p_{ex}$  до  $p_{вых}$ .

Для одноступенчатых турбин КПД может достигать величины 0,8, а для двухступенчатых — 0,6.

В качестве привода насосов в ТНА применяются преимущественно газовые турбины, обладающие малыми габаритами и массой при высоком значении располагаемой удельной мощности. Выбор вида турбины и основных параметров, а также связь её параметров с характеристиками ЖРД подробно изложены в учебнике [12] и учебном пособии [2].

По направлению движения рабочего тела газовые турбины разделяются на осевые и радиальные, последние являются центростремительными.

Осевые турбины получили широкое применение в ТНА ЖРД без дожигания и с дожиганием. В первом случае турбины высокоперепадные и активные, одно- и двухступенчатые. Во втором случае, как правило,



одноступенчатые и низкоперепадные. Предкамерная турбина, как осевая, так и радиальная центробежная, как правило, реактивные.

В сопловом аппарате турбины потенциальная энергия рабочего тела преобразуется в кинетическую. Газовый поток поступает на рабочую решётку турбины со скоростью  $C_{ad}$  и совершает работу, вращая ротор ТНА с угловой скоростью  $\omega$ .

Обычно турбины ТНА работают в области малых значений параметра  $U/C_{ad}$ , т.е. при невысокой нагруженности ступени, что определяет её низкий КПД.

Скорость вращения ротора ТНА ограничивается условием бесквитационной работы насосов. Для увеличения окружной скорости на лопатках турбины повышают её диаметр, но так, чтобы из условия прочности рабочего колеса  $U_{срmax}$  не превышала 350...450 м/с.

Для турбин ТНА  $D_{ср}$  составляет (1,5...2)  $D_2$  наружного диаметра колеса насоса горючего.

В активных турбинах ТНА угол  $\alpha_1 = 15...20^\circ$  и  $C_{ad} = 900...1500$  м/с. Для повышения КПД можно увеличить её угловую скорость  $\omega$ , применив редукторную схему ТНА (см. рис. 1.3) или двухступенчатую турбину.

Конечно, это приводит к усложнению конструкции, проблеме создания высокоскоростного редуктора и охлаждения-смазки его, габаритов и массы ТНА.

Полезная (располагаемая) мощность турбины складывается из суммы мощностей, потребных для привода всех насосов: основных – шнекоцентробежных (горючего и окислителя), бустерных, а при необходимости и вспомогательных (подача третьего компонента, рабочего тела наддува баков и т.п.). Для схемы бустерными и основными насосами окислителя и горючего

$$N_T = \Sigma N_H = N_{BO} + N_{BG} + N_O + N_G.$$

По величине располагаемой (адиабатной) работы  $L_{ad}$  определяется мощность турбины

$$N_T = L_{ад} \dot{m} \cdot \eta_T,$$

где  $\dot{m}$  – расход газа, кг/с;

$\eta_T$  – КПД турбины.

Работоспособность газа  $RT_0$  при заданных компонентах топлива определяется его температурой перед сопловым аппаратом. В зависимости от материала лопаток и диска газовой турбины, их стойкости в среде рабочего тела (окислительная или восстановительная), режимов и ресурса двигателя температура принимается в пределах  $T_0 = 600 \dots 1000 \text{ K}$ .

Эти требования определяют конструктивные особенности и параметры турбин ТНА ЖРД, технологию изготовления, сборки и доводки изделия. Обоснованная методология выбора путей деятельности в этих направлениях является основным условием удовлетворения отмеченным требованиям.

Турбина, как и насос, имеет подводящее устройство, рабочий орган и отводящее устройство. Подводящее устройство состоит из входного патрубка, коллектора для распределения рабочего тела по окружности колеса.

и соплового аппарата. В последнем происходит увеличение скорости рабочего тела вследствие его расширения. Рабочим органом турбины является колесо с рабочими лопатками, образующими каналы, в которых происходит преобразование энергии рабочего тела. и выхлопного патрубка.

В зависимости от направления потока рабочего тела относительно оси колеса различают осевые и радиальные турбины. Если расширение рабочего тела происходит только в сопловом аппарате, то турбину называют *активной*. Если же расширение его происходит и в каналах колеса, то такую турбину называют *реактивной*. Активная турбина может иметь несколько ступеней, в которых последовательно срабатываются или перепад давления рабочего тела (турбины со ступенями давления), или же скорость потока, полученная в сопловом аппарате первой ступени (турбины со ступенями скорости).

### 3.4 Осевые турбины ТНА

Для привода насосов в ТНА ЖРД применяют в основном осевые турбины. Они имеют меньшие габариты и массу по сравнению с радиальными, хотя и уступают последним в некоторых случаях в величине максимального КПД и простоте изготовления. Чаще всего применяют безредукторную схему привода насосов, при которой число оборотов турбины ограничивается условием бескавитационной работы насосов, в результате чего величина окружной скорости  $U$  будет невысокой.

При проектировании автономных турбин желательно реализовать максимальную величину  $C_{ad}$ . В этом случае используют высокоперепадные активные турбины, которые при малых значениях  $U/C_{ad}$  имеют более высокий КПД, чем реактивные. В ТНА малой мощности обычно используют одноступенчатые турбины, а в более мощных — двухступенчатые со ступенями скорости. При малых отношениях  $U/C_{ad}$  двухступенчатая активная турбина со ступенями скорости имеет более высокий КПД, чем одноступенчатая. Однако при небольших мощностях турбины её КПД оказывает слабое влияние на величину  $I_y$ . Поэтому решающими факторами при выборе типа турбины будут простота конструкции и технологии изготовления деталей, а также меньшее время доводки, стоимость и масса, свойственные одноступенчатой турбине. При больших мощностях ТНА влияние КПД турбины на  $I_y$  увеличивается, и в этом случае целесообразнее использовать двухступенчатую турбину. Кроме того, она может иметь и меньшую массу, так как при большой мощности приходится увеличивать диаметр одноступенчатой турбины, а следовательно, и толщину ее диска.

В качестве *предкамерных* применяются чаще всего реактивные одно- и двухступенчатые турбины, так как при малом  $\pi_t$  значение  $C_{ad}$  будет небольшим, возрастет отношение  $U/C_{ad}$  и КПД реактивной турбины будет выше. Для снижения осевого усилия, действующего на колесо, степень реактивности турбины выбирают небольшой (порядка 0,2...0,3 на среднем радиусе лопаточного венца). Иногда с этой же целью используют одноступенчатые активные турбины.

В качестве *пусковых* турбин, применяемых в некоторых ТНА ЖРД с дожиганием, используют одноступенчатые осевые активные турбины с парциальным подводом газа. Несмотря на то, что эти турбины работают кратковременно (1 ...2 с), приходится принимать меры по повышению

стойкости сопел и рабочих лопаток, поскольку температура газа, получаемого в газогенераторе твёрдого топлива, обычно превышает температуру газа ЖГГ.

**Корпус** осевой турбины обычно состоит из двух частей, соединяемых фланцами или сваркой. В одной из них объединяют входной патрубок, коллектор и сопловой аппарат, а во второй — сборник рабочего тела и выходной патрубок.

Если турбина расположена на валу консольно, то в автономных турбинах подводящее устройство обычно расположено со стороны насоса, а отводящее — снаружи ТНА. При этом подвод газа в коллектор и отвод его из газосборника осуществляют с помощью тангенциальных или радиальных патрубков. В предкамерных турбинах обычно применяют осевой входной патрубок, который совместно с входным коком образует коллектор, а отводящее устройство имеет радиальный выходной патрубок. При этом уменьшаются гидравлические потери на входе и удобно компонуются ЖГГ и турбина.

При консольном расположении корпус турбины обычно не включается в силовую систему «ротор—корпус» ТНА и поэтому может быть выполнен сваркой деталей из листового материала, а для увеличения жёсткости подкреплён рёбрами. И хотя вал, который передаёт весь крутящий момент от колеса насосам, получается на определённом участке более массивным, в общем масса турбины при этом будет меньше. При расположении турбины между насосами подвод и отвод газа осуществляют с помощью тангенциальных патрубков и кольцевых коллектора и сборника. Корпус турбины в этом случае включают в силовую систему «ротор—корпус» ТНА, и поэтому его элементы изготавливают штамповкой или литьём по выплавляемым моделям.

Полости, по которым протекает газ с высокими давлением и температурой, изолируют от полостей подшипников системой подвижных уплотнений. С целью уменьшения тепловых потерь при использовании парогаса трубопровод от парогазогенератора и коллектор турбины иногда изолируют стекловатой. При высокой температуре генераторного газа для предотвращения нагрева соседних агрегатов теплоизолируют корпус турбины или, наоборот, корпус насоса.

Технические требования, предъявляемые к точности обработки и шероховатости поверхностей корпусов турбин при изготовлении,

аналогичны требованиям к корпусам насосов. Материалами для изготовления корпусов являются алюминиевые или титановые сплавы, если температура газа не превышает 700...800 К, или легированные и нержавеющие стали и сплавы (30ХГСА, 12Х18Н9Т, 15Х18Н12СЧТЮ и др.), если температура газа выше.

После изготовления корпус подвергают гидро- и пневмоопрессовке. Для проверки жёсткости измеряют деформации корпуса с помощью тензодатчиков или индикаторов перемещения, а при проверке запаса прочности несколько корпусов из партии нагружают до разрушения.

**Сопловые и направляющие аппараты.** В автономных турбинах скорость на выходе из соплового аппарата будет сверхзвуковой (рис.3.2). Поэтому каналы соплового аппарата состоят из сужающейся и расширяющейся частей. Они могут иметь осесимметричную (рис. 3.3, а, б) или же сегментную (рис. 3.3, в) форму. Для обеспечения необходимого направления потока газа на входе в каналы колеса, образованные рабочими лопатками, каналы соплового аппарата располагаются под определенным углом к плоскости вращения лопаточного венца и на выходе оканчиваются косым срезом, при котором выходное сечение осесимметричного сопла имеет форму эллипса.

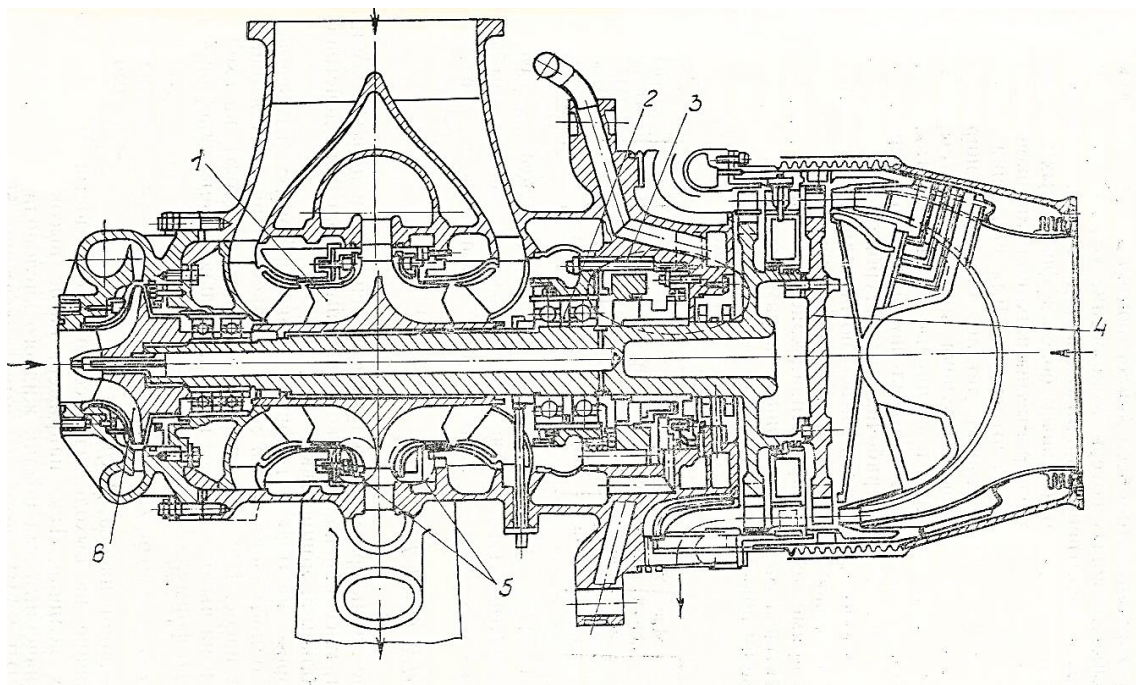


Рис. 3.2. Кислородный ТНА SSME: 1 - основная крыльчатка; 2 - радиально-упорный блок подшипников; 3 - блок уплотнений между насосом и турбиной; 4 - диск турбины; 5 - автомат разгрузки от осевой силы; 6 - крыльчатка дополнительной ступени

В предкамерных турбинах скорость на выходе из соплового аппарата будет дозвуковой ( $M = 0,4 \dots 0,9$ ) или околосзвуковой ( $0,9 < M < 1,2$ ), вследствие чего каналы сопел имеют сужающуюся форму (рис. 3.3,  $\delta$ ,  $e$ ).

В автономных турбинах подвод небольшого расхода газа к рабочим лопаткам по всей окружности колеса возможен только при малой высоте сопловых каналов и самих рабочих лопаток, что приводит к резкому падению КПД турбины вследствие больших гидравлических потерь в межлопаточных каналах и потерь при перетекании газа в относительно большом радиальном зазоре между концами лопаток и корпусом турбины. Уменьшить эти потери можно лишь увеличением высоты лопаток. Поэтому подвод газа обычно осуществляют по части окружности колеса (парциальный подвод), для чего отдельные сопла располагают по окружности с определённым шагом или же группируют на одном участке. При парциальном подводе также возникают дополнительные потери, но они будут меньше, чем при подводе по всей окружности колеса.

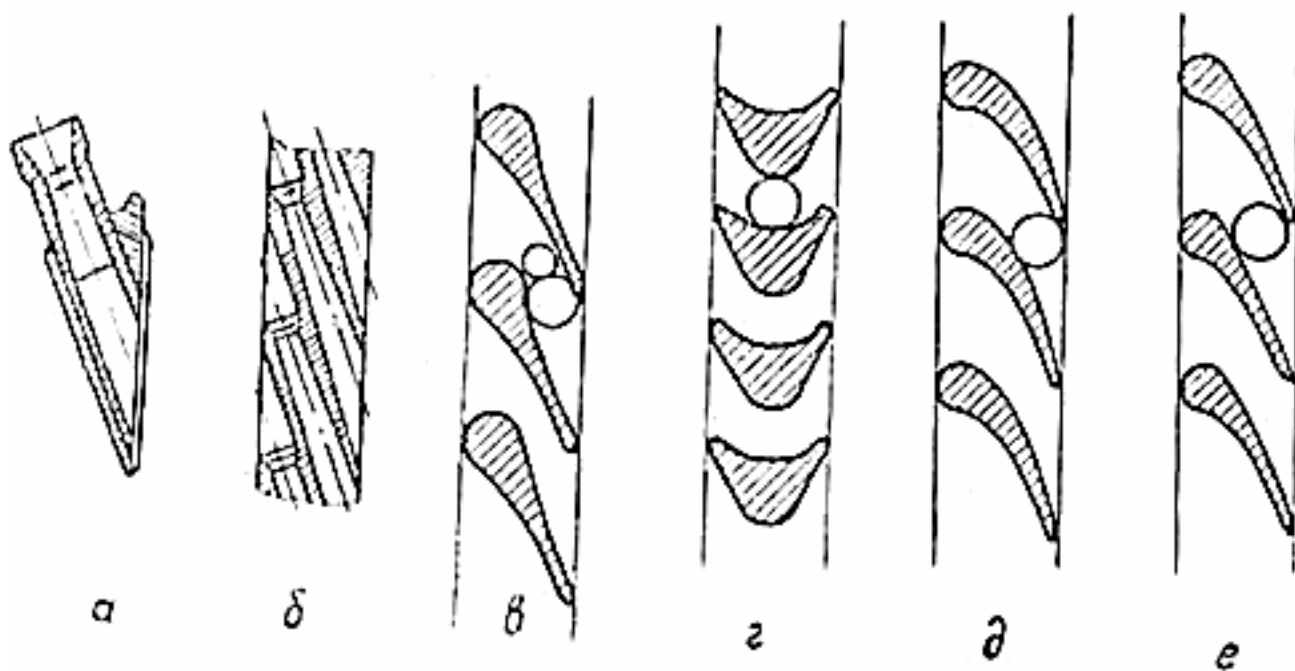


Рис. 3.3. Сопло и сопловые решётки турбин: одиночное (а) и групповое (б) осесимметричные сопла; сопловая (в) и направляющая (г) решётки активных турбин; дозвуковая (д) и околосзвуковая (е) сопловые решётки реактивных турбин

Дополнительные потери от парциальности будут наименьшими при группировании сопел на одном участке, но при этом увеличивается вибрация

лопаток и возникает радиальная сила, действующая на колесо. Для уменьшения уровня вибрации увеличивают осевой зазор между сопловым аппаратом и лопаточным венцом колеса, что ведёт к снижению КПД турбины. Поэтому количество мест подвода, их расположение и величину осевого зазора выбирают, исходя из условий обеспечения работоспособности лопаток и приемлемого КПД турбины. Размеры сечений каналов сопел определяются газодинамическими расчётами [2, 17].

Сопловой аппарат при парциальном подводе изготавливают в виде отдельных втулок, сваренных в коллектор турбины, или сегментов с несколькими соплами, вставленных в прорезь коллектора и закреплённых винтами или сваркой, или в виде сверлений в корпусной детали. При достаточно большом объёмном расходе (при малой плотности газа или низких его параметрах) подвод газа может быть осуществлён по всей окружности колеса. В этом случае сопловой аппарат набирают из отдельных сопловых лопаток, привариваемых к внутреннему и наружному кольцам, или отливают вместе с коллектором по выплавляемым моделям.

В двухступенчатой турбине со ступенями скорости перед вторым венцом рабочих лопаток устанавливают направляющий аппарат, в каналах которого происходит только изменение направления потока и уменьшение скорости вследствие потерь на трение. Лопатки такого аппарата имеют симметричную форму (рис.3.3, з). При двухвенечном диске турбины лопатки направляющего аппарата изготавливают отдельно и с помощью замка крепят в пазах сегментов, образующих наружное кольцо. Внутреннее кольцо образуется полками лопаток. Сегменты кольца зажимают с помощью выступов между корпусами турбины. Если турбина двухдисковая, то направляющий аппарат может быть неразъемным. Тогда его или набирают из отдельных лопаток, или же отливают по выплавляемым моделям.

Для устранения перетекания газа помимо каналов направляющего аппарата устанавливают радиальные или торцевые лабиринтные уплотнения.

При парциальном подводе газа направляющий аппарат располагают только против участка, занятого соплами.

В предкамерных турбинах расход газа достаточно велик для того, чтобы получить приемлемую высоту сопловых каналов и рабочих лопаток при подводе газа по всей окружности колеса. Кроме того, в реактивных турбинах при парциальном подводе газа его перетекание через межлопаточные каналы

вне зоны соплового блока не позволяет поддерживать на рабочих лопатках требуемый перепад давления.

**Колесо турбины** состоит из диска и лопаточного венца. Лопатки венца могут быть съёмными или же выполняются вместе с диском.

Съёмная лопатка (рис. 3.3) состоит из ножки (корневой части) и пера (профилированной части). С помощью пера лопаток образуются боковые стенки межлопаточных каналов, в которых происходит преобразование энергии рабочего тела турбины в механическую энергию вращения колеса. Перо образуется двумя поверхностями — выпуклой, которая называется спинкой, вогнутой (корытцем) и двумя кромками — входной и выходной.

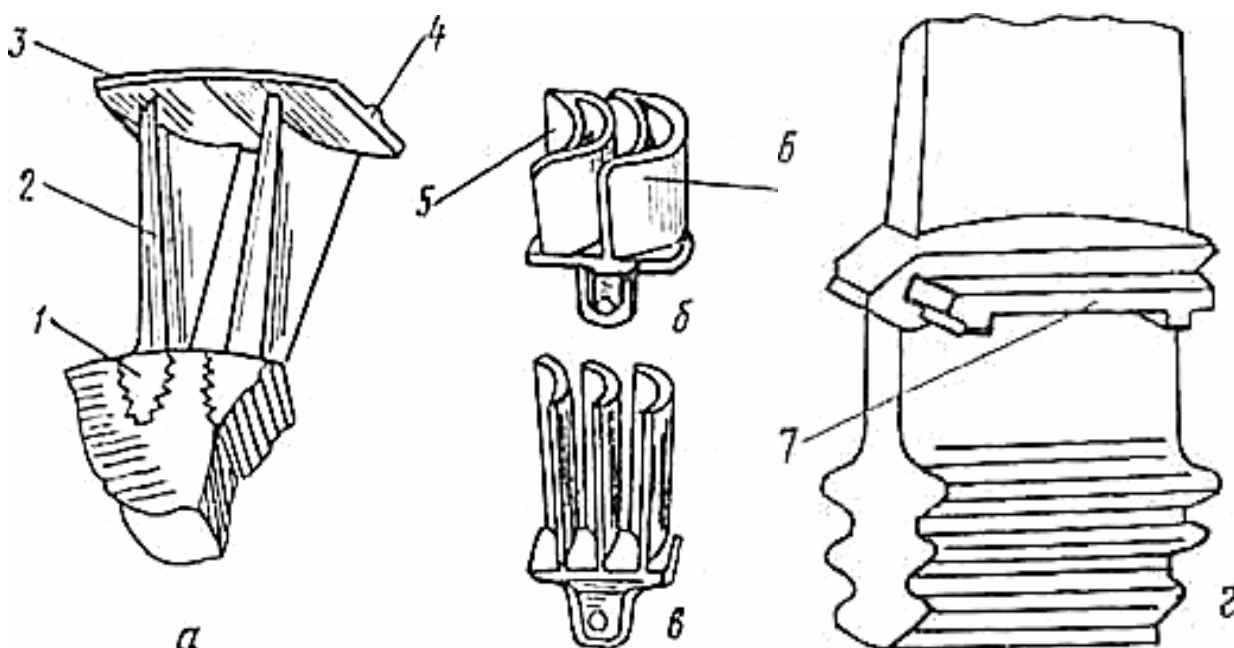


Рис. 3.4. Рабочие лопатки турбин:

*а* — одиночные с полками; *б, в* — блоки пустотелых и сплошных; *г* — с демпфером;

*1* — ножка; *2* — перо; *3* — полка; *4* — уплотняющий выступ; *5* — корытце;  
*б* — спинка; *7* — демпфер

Ножка служит для крепления лопатки к диску. Она имеет выступы, которые входят в пазы диска и образуют замок.

Съёмные лопатки изготавливаются штамповкой с последующей механической обработкой поверхностей (рис. 3.4, *а*) или же литьём по выплавляемым моделям. Иногда отливается две - три лопатки с одной ножкой (рис. 3.4, *б, в*). Для уменьшения массы лопатки активных турбин могут отливаться пустотелыми (рис. 3.4, *б*). При обтекании лопатки газом на её спинке образуется разрежение, и поэтому возникает перетекание газа через её торец. Это приводит к снижению КПД турбины (особенно при



коротких лопатках). Для устранения этих утечек па концах лопаток делают полки, образующие наружный бандаж лопаточного венца (рис. 3.4, а). Иногда бандаж представляет собой кольцо, приклёпанное или приваренное к торцам лопаток. Для компенсации термического расширения материала в кольце делают три - четыре косых разреза шириной 0,5... 1,0 мм. На поверхности бандажа вытачивают кольцевые треугольные выступы, которые вместе с графитовыми вкладышами корпуса турбины образуют лабиринтное уплотнение с весьма малым радиальным зазором, препятствующее перетеканию газа помимо межлопаточных каналов. Применение бандажа позволяет существенно повысить КПД турбины (на 5...10%). К тому же бандаж, связывая лопатки в пакет, увеличивает их изгибную жёсткость и повышает частоту собственных колебаний. Однако бандаж нагружает лопатку дополнительно центробежной силой. По условиям обеспечения статической прочности он не всегда может быть применён.

Параметры потока газа, подводимого к лопаткам колеса, неравномерны по окружности вследствие парциальности подвода или, при подводе по всей окружности, вследствие перекрытия потока лопатками соплового аппарата. Поэтому на лопатки рабочего колеса действует возбуждающая сила. Лопатки предкамерных турбин, особенно при питании последних генераторным газом малой плотности, имеют сравнительно большую высоту, и частоты их собственных изгибных колебаний по низшим формам могут совпадать с частотой возбуждающей силы. При резонансных колебаниях вследствие явления усталости материала возможно появление в лопатках трещин. Если отстройка по частотам невозможна, в колебательную систему вводится конструкционное демпфирование. Для этого при постановке лопаток в диск между торцами верхних полок обеспечивают небольшой зазор, и вследствие трения по торцам полок энергия колебаний рассеивается. При отсутствии верхних полок эффективное рассеяние энергии колебаний можно обеспечить использованием пластинчатого демпфера в пазах полок внутреннего бандажа (рис. 3.4, з) или демпферов других конструкций.

Характерные размеры лопаток рабочего колеса турбины показаны на рис. 3.5.

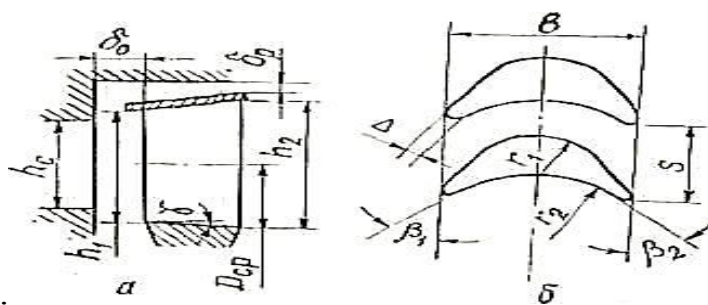


Рис. 3.5. Характерные размеры рабочей лопатки активной осевой турбины:

*a* — меридиональное сечение; *б* — развёртка по радиусу

Профиль сечения пера лопатки активной турбины имеет симметричную относительно срединной плоскости колеса форму и одинаковые входные и выходные углы профиля ( $\beta_1 = \beta_2$ ). В автономных турбинах даже при парциальном подводе рабочего тела лопатки получаются короткими ( $D_{cp}/h > 8$ ;  $h = 20...40$  мм). Поэтому для упрощения технологии изготовления размеры сечений по высоте пера обычно выдерживают постоянными.

Сечение пера лопатки реактивной турбины (см. рис. 3.3, *д*) выполняют несимметричным с различными углами профиля ( $\beta_1 > \beta_2$ ), причем, исходя из условий прочности, размеры сечений по высоте пера лопатки уменьшают. Если лопатки длинные ( $D_{cp}/h < 8$ ), то перо может иметь закрутку по высоте, при которой концевой профиль повернут относительно корневого на определённый угол. Закрутка необходима для обеспечения радиального равновесия газа при течении его в межлопаточном канале.

Высота пера лопатки  $h_1$  выбирается несколько большей высоты лопатки соплового аппарата  $h_c$  (рис. 3.5). Это необходимо, чтобы обеспечить нормальное течение газа при несоосности соплового и рабочего лопаточных венцов вследствие технологических погрешностей или прогиба вала при колебаниях ротора. Величина перекрытия лопаток составляет обычно для активной турбины на периферии 1...2 мм, у корня 0...1 мм, а для реактивной — примерно вдвое больше. Чрезмерная величина перекрытия вызывает дополнительные потери на вихреобразование в застойных зонах.

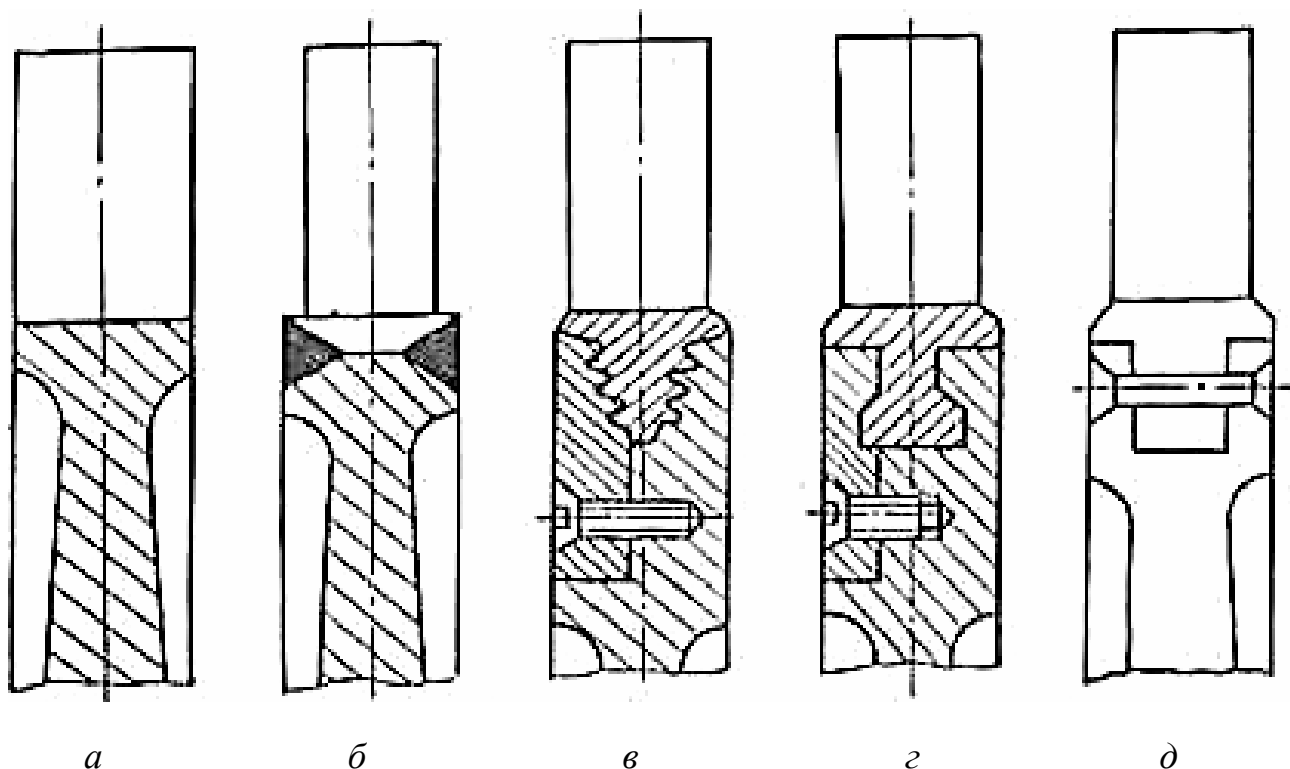
Высота лопатки может быть постоянной или увеличивающейся по её ширине (последнее характерно для активных турбин). Угол уширения у берётся в пределах 8... 15°, так как при большем угле может быть отрыв потока от поверхности канала.

Ширину лопаток  $b$  выбирают минимальной, обеспечивая отношение  $h_l / b > 1$ . Исходя из технологических соображений и условия обеспечения прочности, ширина лопаток активных турбин должна быть 8...15 мм, а реактивных—15...20 мм. Толщина кромок лопаток  $\Delta$  обычно составляет 1...2

мм. Лопатки устанавливаются на ободе диска с шагом  $s = (0,7...0,5)b$ . При небандажированных лопатках для уменьшения перетекания газа стараются свести к минимуму радиальный зазор  $\delta_p$  (см. рис. 3.5) между концами лопаток и корпусом турбины (примерно до величины 0,4...0,6 мм на рабочем режиме).

Осовой зазор  $\delta_o$  между сопловыми и рабочими лопатками обычно выбирают в пределах 2...3 мм для активных и 4...5 мм для реактивных турбин.

Лопатки могут быть выполнены вместе с одновенечным диском, приварены к нему или соединены с ним с помощью замков различного типа, как изображено на рис. 3.6. В первом случае будет минимальной масса колеса, но усложняется технологии его изготовления, так как при обработке лопаток трудно получить точные размеры и нужную шероховатость поверхностей каналов. Если лопатки не имеют бандажа, то их вначале формируют электроэрозионным способом, а затем необходимые размеры и шероховатость поверхностей обеспечивают с помощью электрохимической обработки. Лопатки с бандажом отливают по выплавляемым моделям заодно с диском и затем механически обрабатывают лишь их боковые поверхности и наружную поверхность бандажа. Проще технология производства приварных лопаток, так как их изготавливают отдельно от диска (штамповкой или литьём) и механически обрабатывают, что обеспечивает более высокие точность размеров и чистоту поверхностей пера. Затем комплект лопаток закрепляют в приспособлении в том положении, в каком они должны быть приварены к диску. Их корневую часть протачивают под сварку и производят сварку с диском. Однако при сварке трудно получить точное расположение лопаток, поэтому после неё боковые поверхности обода диска, полук и наружную поверхность бандажа механически обрабатывают.



*Рис. 3.6. Типы крепления лопаток к одновенечному диску турбины: а — за одно целое; б — сварное; в, г, д — соответственно, с помощью ёлочного, Т-образного и штифтового замков*

Если материал лопаток не сваривается с материалом диска, то применяют замковое соединение, хотя это усложняет технологию изготовления диска и лопаток, а также увеличивает массу ротора. В этом случае на ножке лопатки делают выступы, а в ободке диска — соответствующие пазы. В турбинах ТНА наиболее распространены замки ёлочного, Т-образного типов и штифтовые.

Ёлочный замок (см. рис. 3.6, в) применяют при больших нагрузках на лопатку, так как при этом усилия распределяются по нескольким зубьям замка. Но такой замок является наиболее сложным в изготовлении, так как необходимо обеспечивать одновременное прилегание деталей по нескольким поверхностям. Пазы в ободке диска могут иметь осевое направление (см. рис. 1.2, а), или же протачивается один кольцевой паз (см. рис. 3.6, в), лопатки в который вставляются через боковую прорезь, закрываемую вставкой.

При небольших нагрузках на лопатку используются Т-образные (см. рис. 3.6, г) и штифтовые (см. рис. 3.6, д) замки, для которых на ободке протачиваются один или несколько кольцевых пазов (при вильчатом штифтовом замке). Технология изготовления и сборки таких соединений проще, чем ёлочного.

Соединение лопаток с двухвенечным диском может быть осуществлено Т-образным замком (рис. 3.7, а) или с помощью ёлочного замка (рис. 3.7, б).

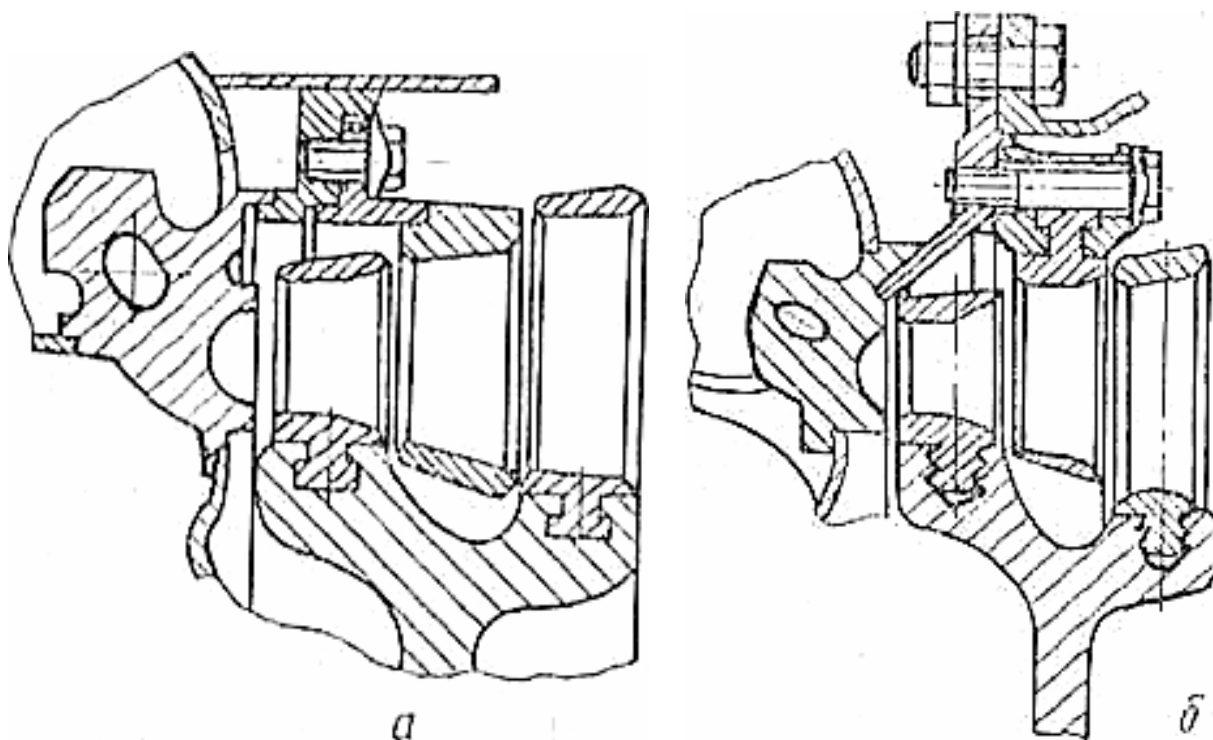


Рис. 3.7. Типы крепления лопаток к двухвенечному диску турбины:

с помощью Т-образного (а) и ёлочного (б) замков

**Технические требования к изготовлению лопаток** достаточно жёсткие. Сопловые и особенно рабочие лопатки работают в тяжёлых условиях при высоких температурах, в среде коррозионно-активного газа, при неравномерном нагреве, а рабочие лопатки — еще и при действии больших центробежных сил. Поэтому при изготовлении требуется обеспечивать следующие технические требования:

- отклонение формы контуров корытца и спинки 0,1...0,3 мм; отклонение максимальной толщины профиля пера от номинала не более 0,2 мм;

- допуск на толщину выходной кромки 0,1...0,4 мм; шероховатость пера лопатки 0,63...0,32 мкм; допуск на угол профиля 20...30°;

- допуск на шаг зубьев ёлочного замка 0,01...0,02 мм;

- допуск на толщину замка по средней линии зубьев 0,02...0,06 мм;

- допуск на угол между зубьями  $\pm 10...40'$ ;
- допуск отверстия под штифт замка — по 4-му качеству.

Сопловые и рабочие лопатки изготавливаются фрезерованием из жаропрочных материалов, обладающих удовлетворительной обрабатываемостью давлением и резанием (12Х18Н9Т, ХН77ТЮР), или отливаются из сплавов (ЖС-3, ЖС-6К, ЛК-4). При работе турбины на парогазе лопатки могут изготавливаться из алюминиевых сплавов типа АК или стали 30ХГСА.

В процессе изготовления лопатки тщательно контролируются — проверяется соответствие размеров лопатки и шероховатости поверхностей заданным по чертежу.

Поверхность пера лопатки из алюминиевого сплава подвергается анодированию. Для повышения жаростойкости стальные лопатки покрываются жаростойкими эмалями.

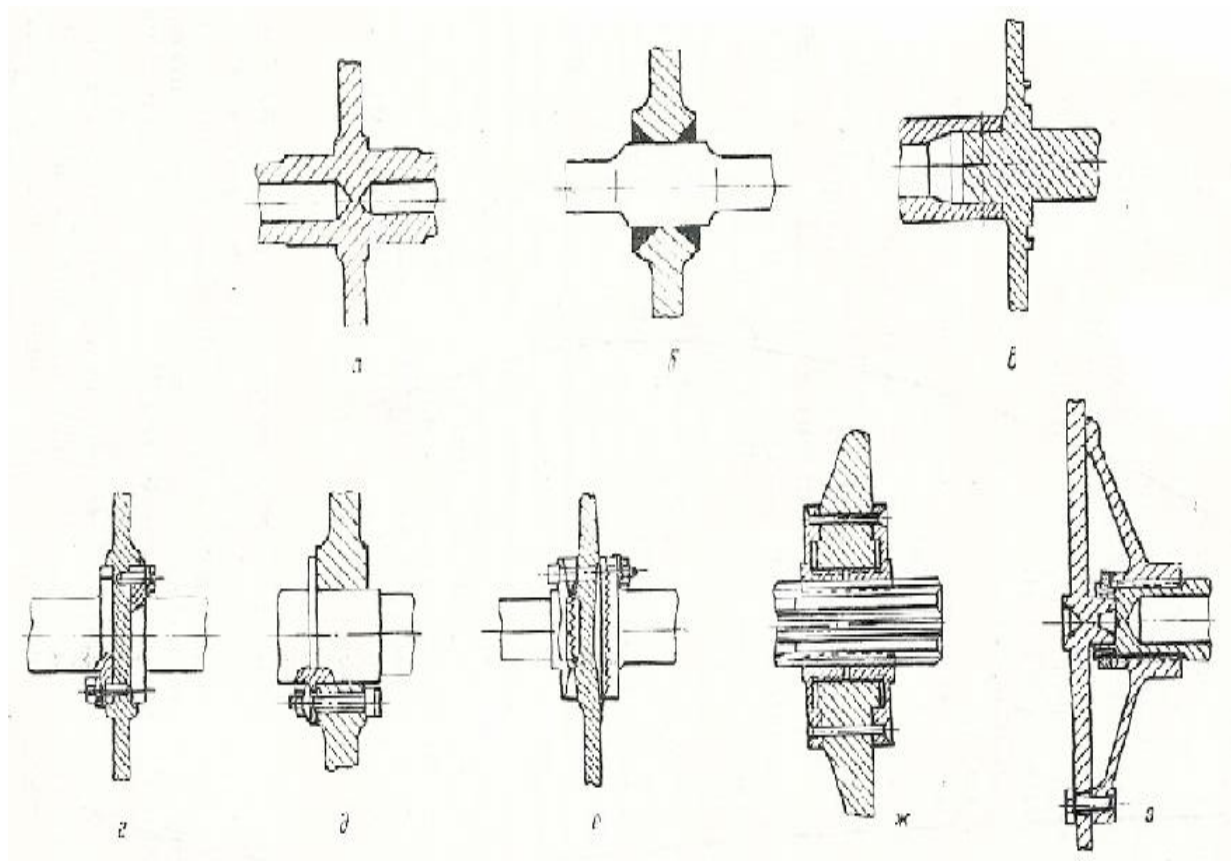
*Диск турбины* состоит из обода — утолщённой периферийной части, к которой крепятся замки лопаток, полотна — наиболее тонкой части диска и ступицы — утолщённой центральной части, с помощью которой диск крепится к валу. Ступица может иметь отверстие для посадки на вал или же цилиндрические выступы для центрирования по нему.

Способ крепления диска к валу определяется местом расположения первого, величиной передаваемых усилий, числом ступеней турбины, способом охлаждения деталей, материалами, технологией изготовления и сборки. Крепление должно обеспечить:

- передачу на вал заданного крутящего момента;
- сохранение центровки и фиксации деталей в холодном и горячем состояниях, что обеспечивает сохранение балансировки ротора;
- минимальную передачу тепла от лопаток через диск вала во избежание перегрева подшипников.

*Соединение диска с валом* может быть неразборным или разборным. Неразборное соединение снижает массу конструкции, но сложнее разборного в изготовлении, если диск выполнен заодно с валом. Несколько проще изготовление сварного соединения или соединения на радиальных штифтах. В последнем случае диск центрируется по валу путём плотной посадки и

фиксируется радиальными или наклонными штифтами, которые также передают и крутящий момент. От выхода из гнёзд под действием центробежной силы штифты удерживаются завальцовкой отверстий над ними. Обычно неразборное соединение используется при малой мощности турбины.



*Рис. 3. Типы соединения диска турбины с валом: а - за одно целое; б - сварное; в - на штифтах; г - фланцевое с винтами; д - фланцевое с болтами; е - фланцевое с помощью радиальных шлицев и болтов; ж - с помощью прямоугольных шлицев; з - с помощью эвольвентных шлицев и переходного конуса*

Разборное соединение упрощает изготовление и сборку турбины, но при этом возрастает масса ротора и возникает возможность нарушения его балансировки при переборке. Диск может быть присоединён к валу непосредственно или через промежуточный элемент. В первом случае диск может быть закреплён с помощью фланцевого соединения винтами или болтами. Центровка при этом осуществляется посадкой по цилиндрическим поясам фланцев или по поверхности вала, а передача крутящего момента — призонными штифтами или болтами. Возможно также соединение с помощью торцевых или цилиндрических шлицев. Если диск выполнен из алюминиевого сплава, то он присоединяется через стальной переходный конус или переходные стальные втулки.

В двухступенчатых турбинах может применяться одно- или двухдисковая конструкция. При однодисковой конструкции обод диска имеет два лопаточных венца (см. рис. 3.5) и поэтому получается широким. Такая конструкция усложняет установку направляющего аппарата и при большой окружной скорости не может применяться по условию обеспечения прочности. Поэтому чаще используются двухдисковые конструкции, в которых крепление дисков к фланцу вала осуществляется обычно с помощью шпилек, а центрирование и передача крутящего момента — призонными втулками.

Диски турбин, как и лопатки, работают в тяжёлых условиях. Поэтому они изготавливаются механической обработкой штампованных заготовок из жаропрочных сталей и сплавов (12Х18Н9Т, ХН77ТЮР) или отливкой вместе с лопатками по выплавляемым моделям из сплавов ЖС-3, ЖС-6К, ЛК-4. Только в турбинах, работающих на парогазе, для дисков можно применять алюминиевые или титановые сплавы.

При изготовлении диска посадочные пояски и отверстия выполняются:

- по 6—7-му квалитетам;
- допуски на биения посадочных поверхностей составляют не более 0,03...0,05 мм, на размер паза для крепления лопатки — 0,01 ...0,03 мм;
- шероховатость посадочных поверхностей должна быть равна 1,25 мкм, а для остальных — 2,5 мкм.

После изготовления рабочее колесо (диск вместе с лопатками) проходит статическую балансировку.

**Вал турбины** обычно имеет сложную форму, так как на нём предусматриваются посадочные поверхности под подшипники и уплотнения, шлицы или фланец для крепления диска и резьба для гаек. На вал действуют нагрузки разных природы и характера [5, 6]. Для снижения массы его выполняют пустотелым, иногда — с радиальными сверлениями, через которые отводится смазывающий подшипники компонент. Через вал передаются крутящий момент, осевые и радиальные усилия, а в его материале возникают температурные напряжения от неравномерного нагрева по длине и радиусу. Валы ТНА обычно вращаются с большой частотой. Все это обуславливает применение для их изготовления таких высоколегированных сталей, как 38ХА, 2Х13, 18ХНВА, 40ХНМЛ, с термохимическим их упрочнением и назначение весьма жёстких допусков на точность и шероховатость обработки. Так, например, для обработки



посадочных мест под подшипники должны быть выполнены следующие условия:

- точность изготовления по 4—7-му квалитетам;
- отклонение геометрической формы 0,005...0,02 мм;
- биение поверхностей относительно друг друга 0,01...0,04 мм;
- шероховатость обработки поверхностей 1,25...0,16 мкм.

Остальные поверхности изготавливаются по 8—11-му квалитетам и с шероховатостью  $Rz = 2,0...2,5$  мкм.

### 3.5 Радиальные турбины ТНА

Радиально-осевая центростремительная турбина (рис. 3.8) состоит из тангенциального (радиального) подводящего патрубка 5, спирального торового коллектора 1, радиального соплового аппарата 2, радиально-осевого колеса и осевого выхлопного патрубка 4. Поток рабочего тела, поступая из соплового аппарата в межлопаточные каналы, движется сначала к центру, затем поворачивает в осевом направлении и, наконец, выходит из колеса под углом к оси, создавая вращающий момент. Так как при течении к центру вращающегося колеса частицы рабочего тела испытывают противодействие центробежной силы, то межлопаточные каналы должны иметь определённую степень реактивности.

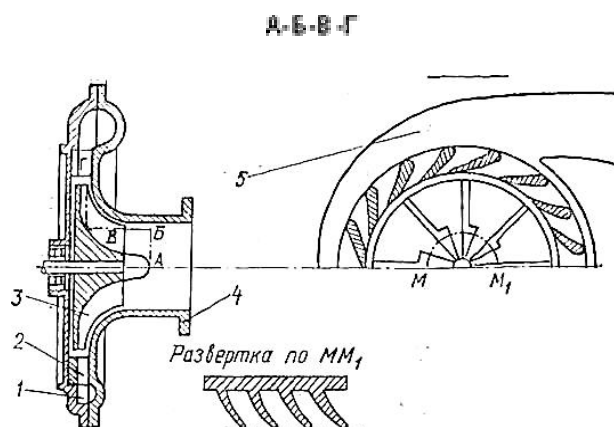


Рис. 3.8. Радиально-осевая центростремительная турбина:

- 1 — коллектор подвода; 2 — сопловой аппарат; 3 — радиально-осевое колесо;  
4, 5 — выходной и входной патрубки

Масса и габариты радиальной турбины обычно несколько больше, чем осевой, а на диск её колеса действуют значительно большие осевые, температурные и центробежные нагрузки. Однако при больших отношениях  $U/C_{ad}$  КПД радиальной турбины выше, чем осевой. Кроме того, она проще в изготовлении и удобно komponуется в головке основной камеры двигателя. Поэтому радиальные турбины иногда используются в качестве предкамерных турбин ЖРД, а также жидкостных турбин, приводящих во вращение преднасосы.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1.Алемасов, В.Е. Теория ракетных двигателей [Текст]: учеб. / В.Е. Алемасов, А.Ф. Дрегалин, А.Л. Тишин. – М.: Машиностроение, 1989. – 464 с.
2. Белоусов, А.И. Гидрогазодинамическое проектирование турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов, И.П. Косицын, С.Н. Рождественский. – Куйбышев: Куйб. авиац. ин-т, 1974. – 136 с.
3. Белоусов, А.И. Конструктивные и силовые схемы турбомашин двигателей летательных аппаратов [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов.– Куйбышев: Куйб. авиац. ин-т, 1988. – 92 с.
4. Белоусов, А.И. Использование принципов смазки для решения актуальных проблем, возникающих при создании новой техники [Текст] / А.И. Белоусов // VI международ. науч.-техн. конф «СИНТ13» «Разработка, производство и эксплуатация турбо-, электронасосных агрегатов и систем на их основе». – Воронеж: ИПЦ «Научная книга»,2013. – С. 30 – 46.
5. Белоусов, А.И. Расчёт осевых сил, действующих в турбомашинах [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов, А.И. Иванов. – Куйбышев: Куйб. авиац. ин-т, 1981. – 82 с.
6. Белоусов, А.И. Конструирование ТНА и элементов камеры ЖРД с использованием 3D-моделей [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов, В.А. Борисов, А.М. Жижкин, А.В. Иванов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 132 с.
7. Белоусов, А.И. Расчёт осевых сил, действующих в турбомашинах [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов, А.И. Иванов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 95 с.
8. Бондарчук, П.В. Моделирование колебаний, нагружения и деформирования элементов двигателя под действием газовых, центробежных и силовых нагрузок с использованием САД/САЕ пакетов [Электрон. ресурс]: Электрон. учеб. пособие / Сост. П.В. Бондарчук, Д.П. Давыдов, А.С. Котов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2010. – 209 с.
9. Гахун, Г.Г. Конструкция и проектирование ЖРД [Текст]: учеб. / Г.Г. Гахун, В.И. Баулин, В.А. Володин и др.; под ред. Г.Г. Гахуна. – М.: Машиностроение, 1989. – 424 с.

10. Добровольский, М.В. Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования [Текст] / М.В. Добровольский. – М.: Машиностроение, 2005. – 488 с.
11. Ермаков, А.И. Решение сопряжённых задач и моделирование деформирования элементов в программном комплексе Ansys [Электрон. ресурс]: Электрон. учеб. пособие / А.И. Ермаков, А.О. Шкловец. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 95 с.
12. Иванов, А.В. Турбонасосные агрегаты кислородно-водородных ЖРД [Текст]: монография / А.В. Иванов, А.И. Белоусов, А.И. Дмитренко. – Воронеж: ГОУ ВПО ВГТУ, 2011. – 284 с.
13. Дмитренко, А.И. Турбонасосные агрегаты для водородных ЖРД, разработанных КБХА [Текст] / А.И. Дмитренко, А.В. Иванов, В.С. Рачук // Научно-технический юбилейный сборник КБхимавтоматики: В 3 т. Т. 2. – Воронеж: ИПФ «Воронеж», 2011. – С. 159 – 169.
14. Демьяненко, Ю.В. Агрегаты системы питания кислородно-водородного двигателя РД0146 [Текст] / Ю.В. Демьяненко, А.И. Дмитренко, А.В. Иванов, И.И.Калитин, А.Г. Кравченко, В.С. Рачук // Научно-технический юбилейный сборник КБхимавтоматики: В 3 т. Т. 2. – Воронеж: ИПФ «Воронеж», 2011. – С. 169 – 176.
15. Лебединский, Е.В. Рабочие процессы в жидкостном ракетном двигателе и их моделирование [Текст] / Е.В. Лебединский [и др.]; под ред. акад. РАН А.С. Коротева. – М.: Машиностроение, 2008. – 512 с.
16. Лебединский, Е.В. Компьютерные модели жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Е.В. Лебединский [и др.], под ред. акад. РАН А.С. Коротева. – М.: Машиностроение, 2009. – 376 с.
17. Rachuk, V. RD-0146: The First LOX – LH2 Expander Cycle Liquid Rocket Engine in Russia / V. Rachuk, N. Titkov // AIAA paper, 2006. – 4377.
18. Овсянников, Б.В. Теория и расчёт агрегатов питания ЖРД [Текст]: учеб. / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – М.: Машиностроение, 1986. – 375 с.
19. Пичугин, Д.Ф. Конструкция и проектирование агрегатов двигателей летательных аппаратов [Текст]: учеб. пособие / Д.Ф. Пичугин. – Куйбышев: Куйб. авиац. ин-т, 1989. – 244 с.
20. Формирование виртуальных сопряжённых моделей рабочих колёс насосов турбонасосных агрегатов ЖРД [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / А. И. Белоусов и др.; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (9 Мб) - Самара, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

21. Сопряжённое моделирование рабочего колеса турбины турбонасосного агрегата ЖРД [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / А.И. Белоусов, А.В. Кривцов, А.Ю. Тисарев, Л.С. Шаблий, А.О. Шкловец; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). – Электрон. текстовые и граф. дан. (3,6 Мбайт). - Самара, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

22. Численное моделирование динамических процессов ротора ТНА [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / Д.П. Давыдов, А.И. Белоусов; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (5 Мб). - Самара, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).