

КАЗАНСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ им. А. Н. ТУПОЛЕВА



КАФЕДРА
ТУРБОМАШИН

Л. В. ГОРЮНОВ, М. К. МАКСУТОВА

ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Учебное пособие

КАЗАНЬ
1979

В учебном пособии изложены методы гидравлического расчета шнекоцентробежных насосов и газодинамического расчета одноступенчатых активных турбин и двухступенчатых турбин со ступенями скорости. Приведены нормативные данные, необходимые для расчета турбонасосных агрегатов ХРД. Даны рекомендации по профилированию лопаток насосов и турбин, а также подробно изложены методы расчета и построения безлопаточного соплового аппарата.

Пособие предназначено для студентов, выполняющих курсовой и дипломный проекты по турбонасосным агрегатам.

ВВЕДЕНИЕ

Двигательные установки большой тяги или продолжительной работы включают в себя турбонасосные агрегаты. Назначение турбонасосного агрегата — обеспечение подачи компонентов в камеру сгорания в необходимом количестве и потребном давлении. Конструкции турбонасосных агрегатов (ТНА) и схемы их включения в систему двигательной установки могут быть различными. В пределах одного пособия не представляется возможным рассмотреть расчетные схемы конкретных ТНА. Поэтому пособие включает в себя расчет отдельных элементов ТНА, комбинация из которых позволяет получить наиболее распространенные современные агрегаты. Так, в настоящее время в ТНА широко применяются шнекоцентробежные насосы. В пособии содержатся рекомендации по выбору параметров шнекоцентробежных насосов, схема и пример расчета насоса окислителя. По предложенной методике можно рассчитать и обычный центробежный насос, если отбросить пункты, касающиеся шнека.

Газодинамический расчет турбин строится в зависимости от типа ее включения в двигательную установку. Если газ, совершивший работу в турбине, в дальнейшем в двигательной установке не используется для дожигания, то проектируемая турбина работает в автономном режиме. Отношение давлений в турбине автономного ТНА достигает значений 20 — 50 и обычно бывает известным. В неохлаждаемых конструкциях турбин температура газов перед турбиной ограничивается величиной 1000 — 1200 К. В предварительном расчете турбины автономного ТНА производят-

ся оценка ожидаемого коэффициента полезного действия и определяется высота лопаток, вводится, если это необходимо, степень парциальности. Далее производится детальный расчет одноступенчатой активной турбины или турбины с двумя ступенями скорости, в том числе турбины, имеющей одно рабочее колесо, сопловой аппарат и направляющий аппарат, обеспечивающий поворот газа для повторного поступления его на рабочее колесо.

В ТНА с дожиганием газ после турбины поступает в камеру сгорания. В двигателях с дожиганием различают две схемы подачи. Если один компонент подается в камеру сгорания в жидком состоянии, а другой в газообразном, то двигатель работает по схеме "жидкость + газ". В этом случае один из компонентов после насоса полностью идет в газогенератор и сгорает с частью другого компонента. В результате образуется газ либо с избытком окислителя, либо с избытком горючего. Из газогенератора газ поступает в турбину. Температура газа перед турбиной обеспечивается соответствующим режимом работы газогенератора и назначается исходя из условий надежной работы двигателя. Обычно для окислительного газа $T = 700 - 880 \text{ K}$, восстановительного газа $T = 1000 - 1200 \text{ K}$. Если в камеру сгорания оба компонента поступают в газообразном состоянии, то двигатель работает по схеме "газ + газ". Тогда оба компонента после насосов поступают в газогенераторы. В одном газогенераторе образуется восстановительный газ, а в другом - окислительный. Из газогенераторов газы идут на привод турбин и далее в камеру сгорания. В зависимости от выбранной схемы, в предварительном расчете турбины ТНА с дожиганием определяется требуемый перепад и дополнительная мощность турбины с учетом снижения давления в газогенераторе и турбине. После предварительной увязки параметров производится детальный расчет турбины.

В пособии содержится также необходимый материал для расчета и проектирования решеток. В некоторых ТНА используются безлопаточные сопловые аппараты. Расчет и профилирование последних также содержится в пособии.

Глава I. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ НАСОСОВ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА

Характеристики двигательной установки с ЖРД и насосной системой подачи непосредственно зависят от КПД турбо-насосного агрегата. В свою очередь КПД турбины и насоса зависят от рабочей скорости. Увеличение рабочей скорости насоса способствует повышению КПД турбины. Кроме того, с увеличением угловой скорости ТНА уменьшается его масса и размеры.

Однако чаще всего из-за действия ограничивающих факторов не удается приблизить рабочую скорость насоса к оптимальной, соответствующей максимальному значению КПД турбины.

Рассмотрим некоторые из них.

§1.1. Ограничение угловой скорости насоса окислителя из-за возникновения кавитации. Оптимальный диаметр входа

Величина энергии на входе в насос (рис.1.1), как правило, бывает малой. Поэтому любое гидродинамическое снижение статического давления в потоке жидкости может привести к возникновению кавитации, которая на определенной стадии вызывает изменение параметров потока на выходе из насоса. Влияние кавитации на работу насоса оценивается с помощью кавитационных характеристик. Примерный вид кавитационной характеристики шнекоцентробежного насоса представлен на рис.1.2. На кавитационной характеристике насоса принято различать два режима работы [2]:

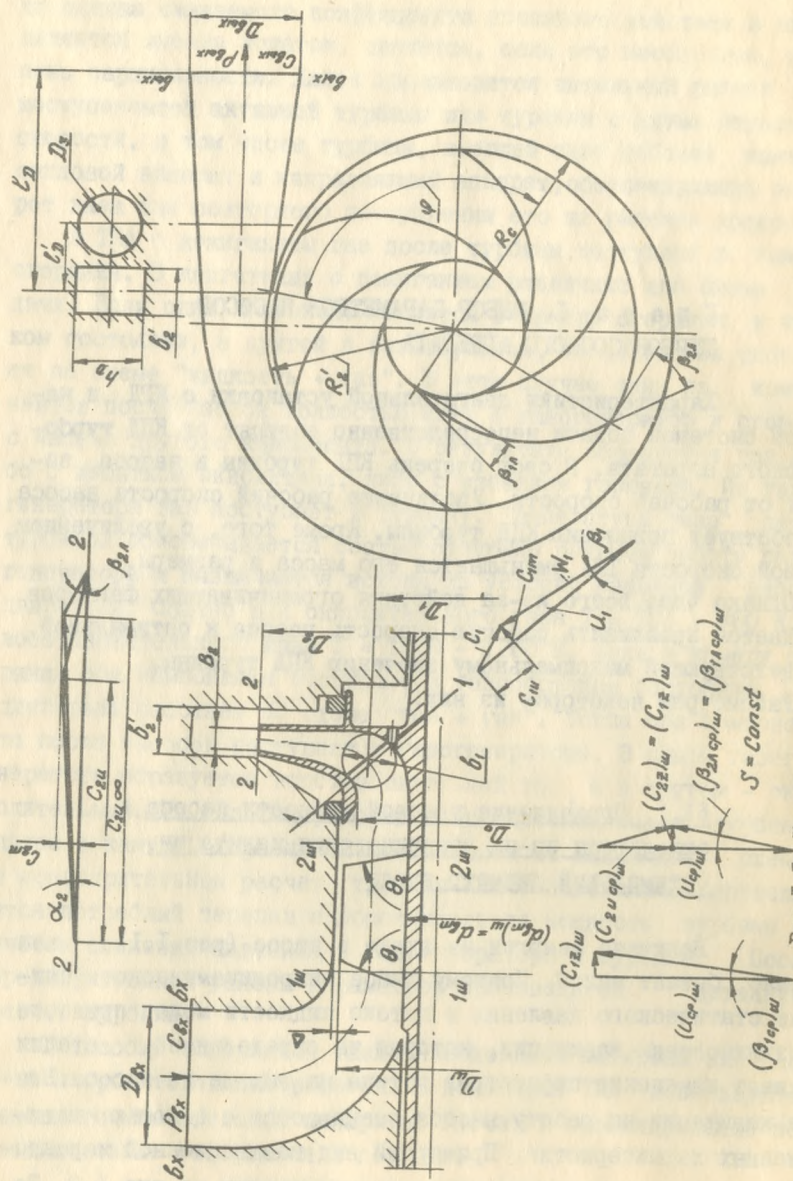


Рис. 1. Конструктивная схема шнекоцентриробного насоса, треугольники скоростей и основные обозначения

а) первый критический (точка I), соответствующий появлению излома на линии напора;

б) второй критический (точка II), характеризующийся резким падением напора или срывом режима насоса (рис. I.2).

При проектировании и расчете насосов ТНА ХРД в основном принято ориентироваться на второй критический режим, т.е.

$$P_{\text{вх.кр}} = P_{\text{вх. II}}.$$

Этому режиму соответствуют значения коэффициента кавитации $(\lambda_{\text{кр.б}})_{\text{ш}} = 0,02 \div 0,05$ для шнекоцентробежного насоса и $\lambda_{\text{кр.б}} = 0,1 \div 0,3$ — для центробежного насоса.

Иногда при форсировании двигателя насос проектируется для работы на режиме суперкавитации (от точки A до точки III, рис. I.2).

Если турбонасосный агрегат безредукторный, а насосы окислителя и горючего приводятся во вращение одной и той же турбиной (однороторный ТНА), то угловая скорость ротора по условиям кавитации ограничивается насосом окислителя. Покажем это. Максимально допустимая частота вращения насоса [2]

$$\omega_{\text{max}} = \frac{(C_{\text{кр.б}})_{\text{max}} \left(\frac{\Delta \rho_{\text{кр.б}}^*}{\rho} \right)^{3/4}}{298 \cdot Q^{0.5}}. \quad (\text{I.1})$$

Если предположить

$$(C_{\text{кр.б}})_{\text{max.ок}} = (C_{\text{кр.б}})_{\text{max.г}} \quad \text{и} \quad (\Delta \rho_{\text{кр.б}}^*)_{\text{ок}} = (\Delta \rho_{\text{кр.б}}^*)_{\text{г}},$$

то $\omega_{\text{ок}} < \omega_{\text{г}}$, потому что всегда $Q_{\text{ок}} > Q_{\text{г}}$ и $\rho_{\text{ок}} > \rho_{\text{г}}$.

Подробно схемы ТНА рассмотрены в работах [1,4]. В настоящее время известны схемы насосов с кавитационным коэффициентом быстроходности $(C_{\text{кр.б}})_{\text{max}} = 5000 \div 10\,000$.

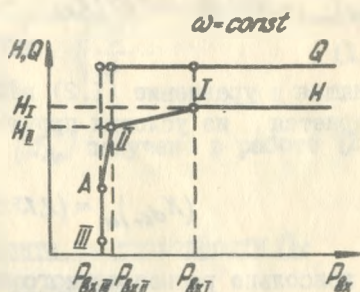


Рис. I.2. Примерный вид кавитационной характеристики шнекоцентробежного насоса

Максимальная величина кавитационного коэффициента быстроходности [5]

$$(C_{ср.б})_{max} = 5064,25 - 947,97 (K_{d_{ср}})_{ш} + 483,31 (K_{d_{ср}})_{ш}^2 - 88,89 (K_{d_{ср}})_{ш}^3. \quad (I.2)$$

Входящая в уравнение (I.2) величина втулки шнека $(K_{d_{ср}})_{ш}$ выбирается из условия прочности вала на кручение

$$(K_{d_{ср}})_{ш} = (2,13 \div 2,56) \sqrt[3]{\frac{5,1 N_H}{Q \tau_{доп}}}. \quad (I.3)$$

Для консольно расположенного насоса, например, окислителя, $N_H = N_o$. Если насос не консольный, то в формулу подставляется $N_H = N_o + N_f$.

При выбранном значении ω существует оптимальный эквивалентный диаметр шнека (центробежного колеса) или оптимальные значения диаметра втулки и шнека (диаметра D_o центробежного колеса), соответствующие минимальной величине $\Delta h_{ср.б}$. Покажем это.

Критический кавитационный запас насоса [2]

$$\Delta h_{кр} = \Delta h_{ср.б} = \left(\frac{\Delta P_{ср.б}^*}{\rho} \right) = \frac{(C_{1z})_{ш}^2}{2} + (\lambda_{ср.б})_{ш} \frac{W_1^2}{2}. \quad (I.4)$$

Из уравнения неразрывности и треугольника скоростей на входе в шнек для эквивалентного диаметра имеем

$$(C_{1z})_{ш} = \frac{4Q}{\pi (D_3)_{ш}^2}; \quad W_1^2 = (C_{1z})_{ш}^2 + (u_3)_{ш}^2,$$

где

$$(u_3)_{ш}^2 = \frac{\pi^2 (D_3)_{ш}^2 n^2}{60^2}.$$

Подставляя значения скоростей в уравнение (I.4) и делая некоторые преобразования, запишем

$$\Delta h_{ср.б} = \left[1 + (\lambda_{ср.б})_{ш} \right] \frac{8Q^2}{\pi^2 (D_3)_{ш}^2} + (\lambda_{ср.б})_{ш} \frac{\pi^2 n^2}{2 \cdot 60^2} (D_3)_{ш}^2. \quad (I.5)$$

Положим в первом приближении, что величина $(\lambda_{срс})_{ш}$ не зависит от $(D_2)_{ш}$. Тогда дифференцируя выражение для $\Delta h_{срс}$ по $(D_2)_{ш}$ и приравнявая полученный результат нулю, найдем оптимальный эквивалентный диаметр

$$(D_{2o})_{ш} = 1,53 \sqrt[6]{\frac{1 + (\lambda_{срс})_{ш}}{(\lambda_{срс})_{ш}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}} \quad (1.6)$$

Более точное выражение для (D_{2o}) получено в работе [2].

§1.2. Влияние коэффициента быстроходности n_s на параметры и геометрию насоса

Важным параметром, определяющим качество, в том числе и кавитационные свойства насоса на расчетном и нерасчетном режимах, является коэффициент быстроходности насоса

$$n_s = 193,3 \frac{\omega \cdot Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (1.7)$$

Изменение коэффициента быстроходности влияет на геометрию колеса. С увеличением n_s растет отношение D_1/D_2 , что вызывает уменьшение длины межлопаточного канала. При $D_1/D_2 \geq 0,66$ возникает необходимость переходить к колесам с лопатками двойной кривизны, т.е. размещать лопатки не только в радиальной части центробежного колеса, но и в осевой. Если длина межлопаточного канала будет недостаточной для гашения кавитации, возникшей на входе, то может произойти преждевременный срыв работы насоса.

Для того, чтобы параметры на выходе из рабочего колеса не влияли на вид сырной характеристики, необходимо выдерживать условие [2]

$$\tau = \frac{z(D_2 - D_1)}{\pi(D_2 + D_1) \sin \frac{B_{21} + B_{22}}{2}} > 1,4 :$$

Для центробежных насосов $n_s = 40 \div 300$. В то же время наиболее благоприятное изменение кавитационного запаса на не-

расчетных режимах характерно для центробежных насосов с $n_g \approx 110 + 170$.

§1.3. Ограничение угловой скорости и напора ступени по условиям прочности

В насосах БРД рабочим телом может быть компонент с малой плотностью, например, водород, у которого $\rho = 70 \text{ кг/м}^3$. При высоких давлениях за насосом требуются большие величины напоров, т.е. большие значения ω , так как увеличивать размеры колеса нецелесообразно. Максимально допустимая окружная скорость по условиям прочности составляет [1]: для рабочих колес из алюминия $u_{2\text{max}} = 200 + 300 \text{ м/с}$; из стали $u_{2\text{max}} = 400 + 450 \text{ м/с}$; из титана $u_{2\text{max}} \approx 500 \text{ м/с}$. Так как $H_{\text{ст max}} = u_2^2 K_{u2} / 2g$, то максимальный напор одной ступени насоса $H_{\text{ст max}}$ по условиям прочности составляет $(10 - 15) 10^4$. Если $H > H_{\text{ст max}}$, то необходимо выполнять насос с несколькими ступенями. Число ступеней $i = \frac{H}{H_{\text{ст max}}}$.

§1.4. Некоторые нормативные данные для расчета и проектирования шнека

1. Диаметр втулки шнека должен быть по возможности минимальным, что обеспечивает более высокие антикавитационные свойства насоса. Диаметр вала уточняется в процессе проектирования ТНА.

После создания эскизной компоновки делается расчет вала на прочность от кручения и изгиба [3, 4], на жесткость и на критические числа оборотов. Рабочее число оборотов должно отличаться от критических на 20 - 25%. Для современных шнеков $(d_{\text{вр}}) = \frac{(d_{\text{вр}})_{\text{н}}}{d_{\text{вр}}} = 0,25 + 0,35$.

2. Число лопаток шнека $z_{\text{ш}} = 2 + 3$.

3. Желательная форма входных кромок лопаток показана на рис.1.3.

4. Радиальный зазор между шнеком и корпусом

$$\Delta = (0,009 - 0,011) D_{ш}.$$

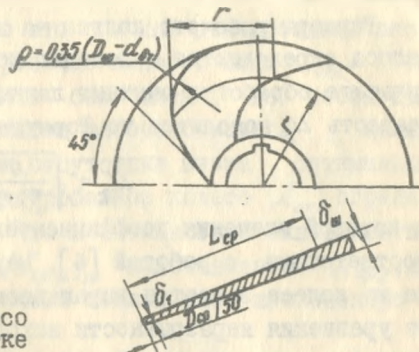


Рис. I.3. Вид на шнековое колесо спереди и разрез по лопатке шнека

5. Класс шероховатости поверхности шнека должен быть 5-7.

6. Для предвключенных шнеков осевое расстояние между лопатками шнека и центробежного колеса

$$L_{ос} = (0 \div 0,25) D_o.$$

§ I.5. Определение размеров центробежного колеса

Диаметр входа в центробежное колесо, как это отмечалось выше, выбирается оптимальным по условиям кавитации. Для повышения антикавитационных свойств, $(C_{ср,г})_{max} \geq 1800$, центробежные колеса проектируют с переразмеренной площадью на входе в рабочие лопатки. В этом случае ширина лопатки на входе в центробежное колесо

$$b_1 = D_{опр}^2 / 4 D_1 x, \quad (I.8)$$

где $x \neq 0,4 \div 0,7$.

Применение уширенного входа позволяет увеличить зону работы насоса на режиме "скрытой" кавитации (изменения величин Q , H , η_n на этом режиме не происходит).

Иногда либо для снижения полного давления на входе в насос $P_{сх}^*$, либо для увеличения ω при том же $P_{сх}^*$ применяют колеса с двухсторонним входом. В этом случае в формулах (I.I),

(I.7) и при определении геометрии колеса подставляется значение $Q' = Q/2$.

Размеры рабочего колеса на выходе, а также значения КПД насоса определяются с помощью коэффициентов, полученных в результате обработки опытных данных. Так, например, окружная скорость u_2 находится по формуле

$$u_2 = \sqrt{\frac{H}{\eta_r K_{u2}}}, \quad (I.9)$$

в которой значения коэффициентов η_r и K_{u2} получены из опыта. В соответствии с работой [4], меридиональная скорость на выходе из колеса задается выражением $C'_{2m} \approx (0,5 - 1) C_0$. И далее из уравнения неразрывности находится b_2 . Величина b_2 должна быть достаточно большой с тем, чтобы колесо было технологично в исполнении и на выходе не происходило бы смыкания пограничных слоев ($b_2 > 0,005 - 0,006$).

Угол β_2 вычисляется в результате решения двух уравнений, устанавливающих связь теоретического напора с параметрами потока и углом β_{2A} с учетом конечного числа лопаток:

$$H_T = K_{u2} \cdot u_2^2; \quad H_T = u_2^2 \left(1 - \frac{2,28}{n_s^{1/3}} \frac{\sqrt{\sin \beta_{2A}}}{z_{проб}^{3/4}} - \frac{C'_{2m}}{u_2 \tan \beta_{2A}} \right). \quad (I.10)$$

Здесь $z_{проб} = \frac{r}{r'} - 1$, где r' — угол между средней линией тока канала колеса в меридиональном сечении и осью вращения колеса.

Для насосов ЖРД $\beta_{2A} = 15 \div 60^\circ$. Если в результате расчетов получается $\beta_{2A} < 15^\circ$, то необходимо изменить либо число лопаток, либо величину K_{u2} , полученную по результатам обработки опытных данных насосов общего машиностроения.

В водородных насосах для того, чтобы получить большую напорность колеса и обеспечить требуемую прочность, угол $\beta_{2A} = 90^\circ$.

§ I.6. Выбор параметров насоса горючего

Для насоса горючего угловая скорость принимается равной угловой скорости насоса окислителя. Затем находится потребная величина кавитационного коэффициента быстроходности:

$$C_{спб} = \frac{298 Q^{0,5} \omega}{\left(\frac{\Delta P_{спб}}{\rho} \right)^{3/4}} = \frac{298 Q^{0,5} \omega}{(\Delta h_{спб})^{3/4}}. \quad (I.11)$$

Далее насос горючего рассчитывается и проектируется в зависимости от величины $C_{ср.в}$.

Если $C_{ср.в} = 800 \div 1000$, то это обычный центробежный насос без шнека и уширения входа в рабочее колесо. Если $C_{ср.в} = 2000 \div 2200$, то насос можно выполнять без шнека, но необходимо применять уширенный вход и лопатки рабочего колеса должны иметь специальный профиль. При отсутствии шнека оптимальный приведенный диаметр входа в центробежное колесо $d_{опр}$ определяется по той же формуле (1.6), что и оптимальный эквивалентный диаметр шнека, только вместо $(d_{ср.в})_{ш}$ подставляется $d_{ср.в}$. Если $C_{ср.в} > 2200$, то насос горючего должен быть шнекоцентробежным.

В гл.2 приведены метод и пример детального расчета шнекоцентробежного насоса со шнеком постоянного шага. Особенности расчета шнека переменного шага описаны в [2].

Г л а в а 2. МЕТОД И ПРИМЕР РАСЧЕТА НАСОСА

Задано: спроектировать насос окислителя ТНА (рабочее тело — перекись водорода) с параметрами: $G_0 = 103 \text{ кг/с}$; $P_{эм}^* = 130 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Давление на входе и угловую скорость выбрать.

Целью расчета является определение частоты вращения вала и размеров основных элементов проточной части шнекоцентробежного насоса: подвода, шнека, центробежного колеса и отвода, удовлетворяющих исходным данным и необходимым для проектирования насоса.

Порядок и пример расчета шнекоцентробежного насоса окислителя даны в табл.2.1. Физико-химические свойства заданного компонента, а также зависимость давления упругости паров от температуры, даны в приложениях I и 2.

Т а б л и ц а 2.1

№ п/п	Определяемая величина	Размер- ность	Численное значение	Примечание
1	Рабочее тело - перекись во- дорода	-	-	задается
2	Массовый расход G	кг/с	103	задается
3	Полное давление подачи $P_{\text{вх}}^*$	Па	$130 \cdot 10^5$	задается
4	Минимальное полное давление на входе в насос $P_{\text{вх}}^*$	Па	$1,5 \cdot 10^5$	выбирается $P_{\text{вх}}^* = (15-4) \cdot 10^4$
5	Температура на входе в насос $T_{\text{вх макс}}$	К	293	криогенные топлива $T_{\text{вх макс}} = T_{\text{крит}} + (5-10) \text{ К}$ некриоген- ные $T_{\text{вх макс}} = 303-323$
6	Плотность компонента ρ	кг/м ³	1448	-
7	Давление паров P_n при $T_{\text{вх макс}}$	Па	$0,014 \cdot 10^5$	-
8	Объемный расход $Q = G/\rho$	м ³ /с	0,071	-
9	Напор насоса $H = \frac{P_{\text{вх}}^* - P_{\text{вх}}}{\rho}$	Дж/кг	8874	$H_{\text{ст макс}} = (10-15) \cdot 10^4$
10	Кавитационный запас на выходе $\Delta P_{\text{кав}} / \rho$	Дж/кг	20	$\Delta P_{\text{кав}} / \rho = 10-30$
11	Критический кавитационный запас насоса $\frac{\Delta P_{\text{кр}}}{\rho} = \frac{P_{\text{вх}}^*}{\rho} - \frac{P_n}{\rho} - \frac{\Delta P_{\text{зат}}}{\rho}$	Дж/кг	82,6	-
12	Коэффициент полезного дей- ствия насоса η_n	-	0,68	выбирается $\eta_n = 0,6 \pm 0,8$
13	Мощность насоса $N_n = \frac{G H}{\eta_n}$	Вт	$1344, 15 \cdot 10^3$	-
14	Допускаемое напряжение на кручение	Н/м ²	$20,42 \cdot 10^7$	$T_{\text{зат}} = (10-30) \cdot 10^7$
15	Коэффициент втулки шнека [см. формулу (1.3)]	-	1,79	-
16	Максимальная величина кави- тационного коэффициента быстроходности [см. (1.2)]	-	4410	см. график 3.90 [5]
17	Частота вращения насоса [см. (1.1)]	1/с	1522	-
18	Коэффициент быстроходности насоса [см. (1.7)]	-	85,94	-

Продолжение табл.2.1

№ п/п	Определяемая величина	Размер- ность	Численное значение	Примечание
19	Диаметр втулки шнека $(d_{sr})_m = a + 7(K_{d_{sr}})_m \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}}$	м	0,03	-
20	Коэффициент кавитации шнека $(\lambda_{ср\delta})_m$	-	0,028	выбирается $(\lambda_{ср\delta})_m = 0,02 + 0,05 *$
21	Оптимальный эквивалентный диаметр шнека [см. (1.6)]	м	0,1	формула справедлива для колеса центробежного насоса
22	Оптимальный диаметр шнека $A_{оп} = \sqrt{(A_{20})_m^2 + (d_{sr})_m^2}$	м	0,1044	-
23	Относительный диаметр втулки шнека $(\bar{d}_{sr})_m = \frac{(d_{sr})_m}{A_{оп}}$	-	0,287	-
24	Коэффициент оптимального эквивалентного диаметра шнека $K(A_{20})_m = (A_{20})_m / a + 7 \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}}$	-	5,91	-
25	Коэффициент приведенного диаметра входа в центробежное колесо K_{λ_0}	-	5,91	выбирается $K_{\lambda_0} = 4,5 + 6$ $K_{\lambda_0} \leq K(\lambda_{\lambda_0})_m$
26	Приведенный диаметр входа в центробежное колесо $\bar{A}_{вхр} = a + 7 K_{\lambda_0} \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}}$	м	0,1	-
27	Скорость на входе в колесо $C_0 = \frac{4Q}{\pi A_{вхр}^2}$	м/с	9,04	$C_{опт} \approx 10 \text{ м/с}$
28	Диаметр втулки центробежного колеса d_{sr}	м	0,03	принимаем $d_{sr} = (d_{sr})_m$ из конструктивных соображений
29	Диаметр входа в центробежное колесо $A_0 = \sqrt{A_{вхр}^2 + d_{sr}^2}$	м	0,1044	-

*) Для центробежного насоса $\lambda_{ср\delta} = 0,1 \div 0,3$

№ п/п	Определяемая величина	Размер- ность	Численное значение	Примечание
30	Отношение наружного диамет- ра шнека к диаметру входа в центробежное колесо $D_{нв} / D_0$	-	I	должно быть $\frac{D_{нв}}{D_0} \leq 1,35$
31	Гидравлический КПД шнекоцен- тробежного насоса η	-	0,82	выбирается $\eta = 0,65 \div 0,85$
32	Коэффициент окружной скоро- сти на выходе из центробеж- ного колеса $K_{v2} = \frac{C_{v2}}{U_2} = 2n_s$	-	0,57	-
33	Окружная скорость на выходе из рабочего колеса [см. (I.9)]	м/с	137,8	-
34	Наружный диаметр колеса $D_2 = \frac{2U_2}{\omega}$	м	0,181	-
35	Отношение диаметра входа в центробежное колесо к наруж- ному диаметру D_0 / D_2	-	0,577	-
36	Диаметр $D_1 = (0,9 \div 1) D_0$ $D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + d_{кр}^2}{2}}$	м	0,094	$n_s = 60 \div 90$ $n_s > 90$ или $D_1/D_2 > 0,66$
37	Отношение D_1 / D_2	-	0,519	-
38	Уточненное значение гидрав- лического коэффициента по- лезного действия $\eta_r = 0,82 \div 0,85$ $\eta_r = (1,1 \div 1,15)(1,3 - \frac{A_1}{D_2})$	-	0,82	$D_1/D_2 \leq 0,55$ $0,55 < \frac{A_1}{D_2} < 0,75$
39	Объемный (расходный) коэф- фициент полезного действия $\frac{\dot{V}}{\dot{V}_0} = 1 + 0,68 n_s$	-	0,97	-
40	Механический коэффициент по- лезного действия $\eta_m = 0,99 \div 0,995$ $\eta_m = 0,95 \div 0,97$	-	- 0,95	при отсут- ствии им- пеллерных уплотнений при наличии импеллерных уплотнений

Продолжение табл. 2.1

п/п	Определяемая величина	Размерность	Численное значение	Примечание
41	Дисковый коэффициент полезного действия $\frac{1}{\eta_d} = 1 + \frac{820}{\eta_s^2}$	-	0,9	-
42	Полный КПД насоса $\eta_n = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_g$	-	0,68	разница между заданным и полученным КПД не должна быть более 5%
43	Ширина лопатки на входе в центробежное колесо [см. (I.8)]	м	0,038	вход в колесо уширенный
44	Меридиональная скорость на входе в колесо $C_{1m} = \frac{Q}{\pi D_1 b_1 \eta_o}$	м/с	6,53	-
45	Меридиональная скорость на выходе из колеса $C_{2m} \approx (0,5 \div 1) C_o$	м/с	9,04	-
46	Ширина рабочего колеса на выходе $b_2 = \frac{Q}{\pi D_2 C_{2m} \eta_o}$	м	0,014	-
47	Средний диаметр шнека $(D_{cp})_ш = \frac{D_m + (d_{с/л})}{2}$	м	0,0672	-
48	Окружная скорость на среднем диаметре шнека $(U_{cp})_ш = (D_{cp})_ш \cdot \frac{\omega}{2}$	м/с	51,14	-
49	Скорость на входе в шнек $(C_{12})_ш = \frac{4Q}{\pi (D_{2m})_ш^2}$	м/с	9,04	-
50	Угол входа потока на среднем диаметре $(\beta_{вхр})_ш = \arctg \frac{(C_{12})_ш}{(U_{cp})_ш}$	град	10°02'	-
51	Угол атаки на среднем диаметре $i_{ш}$	град	8	выбирается $i_{ш} = 6 \div 10^\circ$

Продолжение табл.2.1

п/п	Определяемая величина	Размер- ность	Численное значение	Примечание
52	Угол установки лопатки на среднем диаметре $(\beta_{1,acr})_ш = (\beta_{1,cr})_ш + i_{ш}$	град.	18°02'	-
53	Шаг шнека $S_ш = \pi(D_{cr})_ш \operatorname{tg}(\beta_{1,acr})_ш$	м	0,0685	-
54	Окружная скорость на периферии $u_{пер} = D_{ш} \frac{\omega}{2}$	м/с	79,45	-
55	Угол потока на периферии $(\beta_{1,пер})_ш = \arctg \frac{(C_{1,t})_ш}{u_{пер}}$	град	6°30'	-
56	Угол лопатки на периферии $(\beta_{1,t,пер})_ш = \arctg \frac{S}{\pi D_{ш}}$	град	11°48'	-
57	Толщина лопатки шнека на периферии $(\delta_L)_ш$	м	0,0015	$(\delta_L)_ш = 0,0015 \pm 0,0025$ выбирается из соображений прочности по прототипу
58	Число лопаток шнека $Z_ш$	-	2	$Z_ш = 2 + 3$
59	Угол атаки на периферии $i_{п} = (\beta_{1,t,пер})_ш - (\beta_{1,пер})_ш$	град	5°18'	-
60	Шаг шнека на периферии $t_{пер} = \frac{\pi D_{ш,р}}{Z_ш}$	м	0,164	-
61	Оптимальная густота решетки шнека на периферии $(\tau_{пер,о})_ш = 1 + 6,5 \sin i_{п} - \frac{\delta_L}{t_{пер}}$	-	1,59	-
62	Угол конусности шнека на входе θ_1	град	120°	выбирается $\theta_1 = 90 \div 120^\circ$
63	Угол конусности шнека на выходе θ_2	град	180°	$\theta_2 = 140 \div 180^\circ$

Продолжение табл.2.1

п/п	Определяемая величина	Размер- ность	Численное значение	Примечание
64	Длина лопатки шнека на периферии $(b_{л пер})_{ш} = t_{пер} (z_{пер о})_{ш}$	м	0,26	-
65	Осевая длина шнека на периферии $(l_{z пер})_{ш} = (b_{л пер})_{ш} \cdot \sin(\beta_{л пер})$	м	0,0532	-
66	Осевая длина шнека $(l_z)_{ш} = (l_{z пер})_{ш} + \frac{d_{ш} - (d_{л})_{ш}}{2} \cdot (\operatorname{ctg} \frac{\theta_1}{2} + \operatorname{ctg} \frac{\theta_2}{2})$	м	0,0746	-
67	Длина шнека на среднем диаметре $(l_{z ср})_{ш} = \frac{(l_z)_{ш} + (l_{z пер})_{ш}}{2}$	м	0,0639	-
68	Длина лопатки шнека на среднем диаметре $(b_{л ср})_{ш} = \frac{(l_{z ср})_{ш}}{\sin(\beta_{л ср})_{ш}}$	м	0,2063	-
69	Шаг шнека на среднем диаметре $(t_{ср})_{ш} = \frac{\pi (d_{ср})_{ш}}{z_{ш}}$	м	0,1055	-
70	Плотность решетки шнека на среднем диаметре $(t_{ср})_{ш} = \frac{(b_{л ср})_{ш}}{(t_{ср})_{ш}}$	-	1,95	-
71	Относительная длина лопатки шнека на среднем диаметре $(\bar{b}_{л ср})_{ш} = \frac{(b_{л ср})_{ш}}{(d_{ср})_{ш}}$	-	3,07	должно быть $(\bar{b}_{л ср})_{ш} \geq 2,3$
72	Окружная скорость на эквивалентном диаметре $u_2 = (d_{2 в})_{ш} \frac{\omega}{2}$	м/с	76,1	-
73	Параметр скорости $(\bar{c}_{rz})_{ш} = \frac{(c_{rz})_{ш}}{u_2}$	-	0,1189	-

п/п	Определяемая величина	Размерность	Численное значение	Примечание
74	Степень заострения входных кромок лопаток шнека $(\bar{\delta})_{\text{в}} = \frac{(\delta_1)_{\text{в}}}{(d_{\text{ср}})_{\text{в}}}$	-	0,008	выбирается $(\delta_1)_{\text{в}} = 0,008 \pm 0,009$ (см.рис.1.3)
75	Клинообразность входных участков лопаток шнека $\bar{c} = \frac{c_{\text{ср}}}{(d_{\text{ср}})_{\text{в}}}$	-	0,5	выбирается $\bar{c} \geq 0,4 \pm 0,5$ (см.рис.1.3)
76	Экспериментальное значение коэффициента кавитации $(\lambda_{\text{ср}g})_{\text{в}} = 0,115(\bar{c}_{\text{в}})_{\text{в}} + \frac{0,11}{\sqrt{(\bar{c}_{\text{ср}})_{\text{в}}}} +$ $+ 0,21\sqrt{(\bar{c}_{\text{в}})_{\text{в}}} + \frac{0,03}{1+0,1(\bar{c}_{\text{в}} \cdot 10^4)} +$ $+ 0,0027(\bar{c}_{\text{в}} - 2) - 0,095$	-	0,0295	-
77	Критический кавитационный запас насоса [см. (1.5)]	Дж/кг	80,73	-
78	Кавитационный коэффициент быстроходности $C_{\text{ср}}$ [см. (1.11)]	-	4501,8	$\delta = \left[1 - \frac{(C_{\text{ср}})_{\text{в}}}{(C_{\text{ср}})_{\text{н}}}\right] \cdot 100\%$
79	Расчетный диаметр шнека $(d_p)_{\text{в}} = \sqrt{\frac{d_{\text{в}}^2 + (d_{\text{ср}})_{\text{в}}^2}{2}}$	м	0,0768	-
80	Коэффициент $A_0 = 0,25(d_p)_{\text{в}}^2$	-	0,0014	-
81	Площадь межлопаточных каналов шнека в меридиональном сечении $(F_z)_{\text{в}} = \frac{d_{\text{в}} - (d_{\text{ср}})_{\text{в}}}{2} \left[\pi (d_{\text{ср}})_{\text{в}} - \frac{\pi (\delta_{\text{ср}})_{\text{в}}}{\sin(\beta_{\text{искр}})_{\text{в}}} \right]$	м ²	0,0071	-
82	Расходный параметр $q = \frac{2,5}{\pi} \frac{Q}{F_z}$	-	0,603	-
83	Теоретический напор шнека $(H_r)_{\text{в}} = A_0 \omega^2 (1 - q)$	Дж/кг	1297,23	-

№ п/п	Определяемая величина	Размер- ность	Численное значение	Примечание
84	Коэффициент $A = 163 (D_p)_{\text{ш}}^2 \cdot 10^{-3}$	-	$0,961 \cdot 10^{-3}$	-
85	Коэффициент $B = 637 \frac{(D_p)_{\text{ш}}^2}{(F_z)_{\text{ш}} S}$	-	7,722	-
86	Коэффициент $K = 5,43 \frac{(D_p)_{\text{ш}}^2}{(F_z)_{\text{ш}}^2 S^2}$	-	$135,4 \cdot 10^3$	-
87	Действительный напор шнека $H_{\text{ш}} = A\omega^2 - B\omega Q - KQ^2$	Дж/кг	717,66	-
88	Гидравлический КПД шнека $(\eta)_{\text{ш}} = \frac{H_{\text{ш}}}{(H_r)_{\text{ш}}}$	-	0,55	-
89	Окружная скорость на диа- метре D , $u_1 = D \cdot \frac{\omega}{2}$	м/с	71,53	-
90	Параметр скорости на входе в колесо $\bar{C}_{1\text{м}} = \frac{C_{1\text{м}}}{u_1}$	-	0,091	-
91	Толщина лопатки центробеж- ного колеса на входе S_1	м	0,202	задаемcя из конструктив- ных сообра- жений по прототипу
92	Число лопаток рабочего ко- леса Z	-	8	задаемcя $Z = 8 + 12$
93	Параметр $\bar{S}_1 = 3,6 \frac{S_1 Z}{D_1}$	-	0,613	-
94	Коэффициент кавитации цент- робежного колеса $\lambda_u = 0,65 \bar{C}_{1\text{м}} (1 + 1,35 \bar{S}_1)$ $\lambda_u = 1,25 \bar{C}_{1\text{м}} + (0,07 + 0,42 \bar{C}_{1\text{м}}) \cdot$ $\cdot (\bar{S}_1 - 0,615)$	-	0,108	$\bar{C}_{1\text{м}} = 0,038 + 0,2$ $\bar{F} = \frac{F_1}{F_2} < 2,5$ $\bar{C}_{1\text{м}} > 0,15 - 1,2$
95	Закрутка потока на входе в рабочее колесо $C_{\text{ш}} = \frac{(H_r)_{\text{ш}}}{u_1}$	м/с	18,16	-

№ п/п	Определяемая величина	Размерность	Численное значение	Примечание
96	Абсолютная скорость потока на входе в рабочее колесо $C_i = \sqrt{C_{im}^2 + C_{iu}^2}$	м/с	19,298	-
97	Относительная скорость потока на входе в рабочее колесо $W_i = \sqrt{C_{im}^2 + (u_i - C_{iu})^2}$	м/с	52,97	-
98	Относительная закрутка потока на входе в рабочее колесо $\varphi = \frac{C_{iu}}{u_i}$	-	0,254	-
99	Коэффициент кавитации при наличии закрутки потока $(\lambda_{k, \text{кв}}) = \frac{\lambda_k}{1 - \varphi}$	-	0,108	-
100	Условие бесрывной работы центробежного колеса $\frac{N_{\text{д}} + \Delta h_{\text{зат}} - \frac{C_{im}^2}{2} - (\lambda_{k, \text{кв}}) \frac{W_i^2}{2}}{u_i^2} \geq 0,1 \div 0,15$	-	0,12	-
101	Угол наклона ведущего диска колеса к оси вращения δ	град	90	выбирается по прото- типу
102	Коэффициент стеснения лопастями сечения на выходе из рабочего колеса K_2	-	1,1	выбирается $K_2 = 1,05 \div 1,1$
103	Меридиональная скорость на выходе из колеса с учетом стеснения потока и объемных утечек $C'_{2m} = K_2 \frac{C_{2m}}{\tau_{\text{об}}}$	м/с	10,25	-
104	Угол потока на выходе из рабочего колеса $\beta_2 = \arctg \frac{C'_{2m}}{u_2(1 - K_{u2})}$	град	90°48'	-
105	Угол лопаток колеса на выходе определяется из уравнения $1 - K_{u2} - \frac{C'_2}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{2,1} - \frac{2,28}{n_s \left(\frac{\pi}{\sin \gamma} \right)^2} \sqrt{\sin \beta_{2,1}} = 0$	град	~15°	-

Продолжение табл.2.1

№ п/п	Определяемая величина	Размерность	Численные значения	Примечание
I06	Угол потока на входе в рабочее колесо $\beta_1 = \arcsin \frac{C_{2m}}{W_1}$	град	6°57'	-
I07	Угол атаки на входе в рабочее колесо i	град	8°03'	выбирается $i = 5+15^\circ$
I08	Угол лопаток колеса на входе $\beta_{1,л} = \beta_1 + i$	град	15°	-
I09	Густота решетки центробежного колеса $\tau = \frac{\pi(D_2 - D_1)}{\pi(D_2 + D_1) \sin \frac{\beta_{2,л} + \beta_{2,н}}{2}}$	-	3,25	желательно $\tau > 1,4$
I10	Статический напор предвключенного шнека $(H_{ст})_ш = H_{ш} - \frac{2(H_r)_{ш}^2}{[\omega(D_p)_{ш}]^2}$	Дж/кг	484,87	-
I11	Величина относительного падения напора насоса при переходе с первого на второй критический режим $\delta_n = \frac{(H_{ст})_{ш}}{H} \left\{ 87 - \left(\frac{664}{13,7 + 4\beta_2} - 10 \right) \cdot \left[(C_{2p})_{ш} - 1 \right] + 1,77(0,28 - \psi^2) \right\}$	-	2,66	для шнека с постоянным δ величина $\Delta\beta_x = 0$ и $\delta_n < (2+3)\%$
I12	Диаметр на входе в насос $D_{6x} = (1,02+1,05)(D_{20})_{ш}$	м	0,102	-
I13	Наружный радиус безлопаточного диффузора $R'_2 = (1,05 + 1,15) r_2$	м	0,103	-
I14	Ширина спирального сборника $b'_2 = b_n + (0,04+0,06) D_2$	м	0,0265	b_n - ширина диска колеса задается с учетом δ_2
I15	Площадь на выходе из спирального сборника (вход в конический диффузор) $f_3 = \frac{8R'_2}{2C_{2u}z_2} (i + e^{\frac{25\beta_2}{40\psi^2}})$	м ²	0,0011	$\tan \alpha_2 = C_{2m}/C_{2u}$
I16	Высота входа в диффузор $h_n = f_3/b'_2$	м	0,0415	-

Окончание табл.2.1

п/п	Определяемая величина	Размерность	Численное значение	Примечание
II7	Эквивалентный диаметр входа в диффузор $d_{32} = \sqrt{\frac{d}{2}}$	м	0,037	-
II8	Скорость на выходе из насоса $C_{\text{вых}}$	м/с	15	выбирается $C_{\text{вых}} = 10 \div 20$
II9	Площадь выхода диффузора $F_{\text{вых}} = \frac{Q}{C_{\text{вых}}}$	м ²	0,0047	-
I20	Диаметр выхода диффузора $d_{\text{вых}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} F_{\text{вых}}}$	м	0,0768	-
I21	Длина диффузора l_d	м	0,1418	выбирается $l_d = (2,5 + 6,5) d_{32}$
I22	Длина участка диффузора с постоянным сечением l'_d	м	0,037	выбирается $l'_d = (0,25 + 0,35) l_d$
I23	Угол раскрытия диффузора $\delta/2 = \arctg \frac{d_{\text{вых}} - d_2}{2(l_d - l'_d)}$	-	-	обычно $\delta = 10 \div 20^\circ$
I24	Масса насоса с односторонним входом $m_H = K_H \frac{\rho Q H^{3/2}}{\omega}$	кг	16,94	$K_H = (0,2 \div 0,3) 10^{-3}$, если $Q > 0,03 \div 0,04 \text{ м}^3/\text{с}$
I25	Масса насоса с односторонним входом $m_H = K_H \frac{\rho H^{3/2}}{\omega}$	кг	-	$K_H = (0,07 \div 0,09) 10^{-3}$, если $Q < 0,03 \text{ м}^3/\text{с}$
I26	Масса насоса с двухсторонним входом определяется из формул пп. I24 или I25	-	-	K_H - увеличивается на 30 - 40%

Глава 3. ТУРБИНА АВТОНОМНОГО ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА

Турбина автономного ТНА работает на газе с большим тепловым перепадом, обеспечивающим высокое значение C_{ad} (900 – 1500 м/с) при сравнительно малом его расходе. Максимальное число оборотов ТНА определяется кавитационными качествами насоса, а выбор диаметра облопачивания колеса турбины диктуется габаритами турбонасосного агрегата. Как правило, при этих условиях окружная скорость на среднем диаметре облопачивания меньше допустимой вопросами прочности. Поэтому турбины автономного ТНА ЖРД работают на малых отношениях u/C_{ad} , когда выходящая потеря велика и КПД турбины низок. Повысить КПД можно применением многоступенчатой турбины.

В ЖРД с автономной турбонасосной подачей наибольшее распространение получили турбины большей частью парциальные двухступенчатые со ступенями скорости, реже – одноступенчатые с двумя ступенями скорости, и одноступенчатые активные, работающие на малом отношении u/C_{ad} . Преимущества таких турбин в том, что они имеют хорошие весовые и габаритные характеристики. КПД их низок (не превышает 60% и может доходить до 35% в зависимости от значений u/C_{ad} , скоростных коэффициентов, угла α , степени парциальности).

Ниже предлагаются предварительный (§3.1) и детальный (§3.2, 3.3) методы расчета турбины автономного ТНА. В скобках приведен пример расчета.

§3.1. Предварительный расчет

При проектировании автономной турбины известными параметрами являются состав газа и его параметры:

K и R – показатель изэнтропы и газовая постоянная;
 P_c^* и T_c^* – давление (P_a) и температура (K) заторможенного потока перед турбиной;

P_2 – статическое давление (P_a) за турбиной;

n – секундное число оборотов ротора турбины, об/с;

N_i – мощность, необходимая для привода насосов, Вт.

(Для расчета примем газ с физическими свойствами: $K=1,3$; $R=383$ Дж/(кг·К) и рабочими параметрами $T_c^*=10$ 00К; $P_c^*=65 \cdot 10^5$ Па; $P_2=1,5 \cdot 10^5$ Па. Потребная мощность турбины

$$N_i = 2700 \text{ кВт}; \quad n = 262,6 \text{ об/с}).$$

Задача предварительного расчета заключается в определении расхода газа через турбину и габаритных размеров турбины.

Может быть рекомендован следующий порядок расчета.

1. Выбрать средний диаметр облопачивания турбины d .

При выборе d ориентироваться следует на наружный диаметр колеса насоса, расположенного рядом с турбиной. Если турбина находится между двумя насосами, то определяющим является колесо большего диаметра:

$$d = (1,5 \div 2) d_{2H} \text{ м}$$

(примем $d = 0,35 \text{ м}$).

2. Найти окружную скорость $u = \pi d n \text{ м/с}$ ($u = 288,6 \text{ м/с}$).

3. Подсчитать расходуемую изэнтропную работу I кг газа

$$H_o = \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_o^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_o^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \text{ Дж/кг} \quad (H_o = 1260284 \text{ Дж/кг}).$$

4. Найти скорость, эквивалентную изэнтропной работе расширения

$$C_{o0} = \sqrt{2H_o} \text{ м/с} \quad (C_{o0} = 1587,6 \text{ м/с}).$$

5. Определить отношение $u/C_{o0} = x$ ($x = 0,182$).

6. В зависимости от значения x выбрать тип турбины: одноступенчатую активную или многоступенчатую турбину со ступенями скорости.

Если $x \leq 0,2$, то желательна двухступенчатая турбина со ступенями скорости.

При $x > 0,2$ можно ограничиться установкой одноступенчатой активной турбины.

(Так как в рассматриваемом примере $x = 0,182 < 0,2$, то желательна двухступенчатая турбина со ступенями скорости. Далее для наглядности приведем два расчета: одноступенчатой и двухступенчатой турбин, сопровождая параметры турбин индексами "одн" и "дв").

7. Выбрать внутренний КПД турбины η_i . Ориентировочно можно принять $\eta_i = \eta_u - (0,03 \div 0,05)$, где окружной КПД η_u одноступенчатой активной турбины

$$\eta_u = 2x (\varphi \cos \alpha - x) (1 + \varphi); \quad (3.1)$$

на венце турбины со ступенями скорости

$$\eta_u = 2x(a\varphi \cos \alpha, -bx). \quad (3.2)$$

В формулах (3.1) и (3.2):

α , - угол выхода потока из лопаток соплового аппарата и для турбин ТНА ЖРД в пределах $15 - 20^\circ$ (выберем $\alpha, = 17^\circ$);

φ - скоростной коэффициент соплового аппарата, равный $0,94 - 0,95$;

ψ - скоростной коэффициент рабочих лопаток, $\psi = 0,88 \div 0,92$. Низкие значения ψ относятся к сверхзвуковым специально не спроектированным лопаткам (примем $\psi = 0,95$; $\psi = 0,9$);

a и b коэффициенты, для симметричных профилей

$$a = 1 + \psi + \psi\psi_H + \psi\psi_H\psi'; \quad b = 2 + \psi + \psi_H + \psi' + \psi\psi_H + \psi_H\psi' + \psi\psi_H\psi' \\ (a = 3,4725; \quad b = 7,1397);$$

ψ_H - скоростной коэффициент направляющих лопаток ($\psi_H = 0,91$);

ψ' - скоростной коэффициент рабочих лопаток второй ступени ($\psi' = 0,92$).

Значения ψ_H и ψ' находятся в пределах $0,9 - 0,93$

$$(\eta_{\text{лодн}} = 0,502; \eta_{\text{лодб}} = 0,671 \quad \text{и} \quad \eta_{\text{лодн}} = 0,452; \eta_{\text{лодб}} = 0,621).$$

8. Расход газа через турбину

$$G = \frac{N_i}{L_o \eta_c} \quad \text{кг/с} \quad (3.3)$$

$$(G_{\text{лодн}} = 4,738 \text{ кг/с}; \quad G_{\text{лодб}} = 3,448 \text{ кг/с}).$$

9. Температура и плотность газа за сопловым аппаратом

$$T_1 = T_0^* - \frac{\varphi^2 C_{\text{лод}}^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R} \text{ К}; \quad \rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \text{ кг/м}^3 \quad (3.4)$$

$$(T_1 = 314,7 \text{ К}; \quad \rho_1 = 1,245 \text{ кг/м}^3).$$

10. Произведение высоты сопловой лопатки h , на парциальность ступени ε находим из уравнения расхода:

$$\varepsilon h_1 = \frac{G}{\varphi C_{\text{лод}} \pi d \rho_1 \sin \alpha}, \text{ м.} \quad (3.5)$$

Если $\varepsilon h_1 \neq 0,01 \text{ м}$, то турбину следует делать парциальной. Степень парциальности ε определяется выбранной высотой сопловых лопаток $h_1 = (10 \div 15) \text{ мм}$ и может достигать до 20 мм при большом диаметре облопачивания ($\sim 0,5 \text{ м}$)

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon h_1}{h_1}$$

(εh_1)_{одн} = 0,00786; (εh_1)_{об} = 0,00572; выберем $h_1 = 15 \text{ мм}$, тогда $\varepsilon_{одн} = 0,525$ и $\varepsilon_{об} = 0,38$).

II. Высота рабочей лопатки $h_2 = h_1 \cdot (3 \div 6) \text{ мм}$, но $h_2 \leq 1,3 h_1$, (примем $h_2 = 19 \text{ мм}$).

I2. В турбинах со ступенями скорости высоты направляющих и рабочих лопаток второй ступени нарастают в том же соотношении

$$h_n = h_2 \cdot (3 \div 6) \text{ мм}; \quad h'_2 = h_n \cdot (3 \div 6) \text{ мм} \quad (h_n = 22 \text{ мм}, \quad h'_2 = 24 \text{ мм}).$$

Проточная часть турбины со ступенями скорости должна быть плавной в меридиональном сечении, но угол раствора γ может быть переменным.

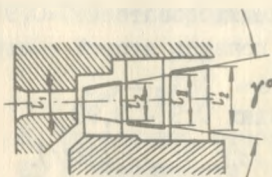


Рис.3.1. Проточная часть двухступенчатой турбины со ступенями скорости

Необходимо помнить о том, что $h'_2 \leq 2,2 h_1$ (рис.3.1).

На этом предварительный расчет турбины автономного ТНА заканчивается.

§3.2. Детальный расчет одноступенчатой активной турбины

Детальный расчет турбины отличается от предварительного тем, что в детальном расчете необходимо подтвердить и уточнить выбранный КПД турбины η_i , а также спрофилировать лопатки всех венцов турбины. Выполнить это можно только при известных скоростях и направлениях потока в межвенечных зазорах и за турбиной в абсолютном и относительном движении.

Пп. I – 10 порядка предварительного расчета полностью соответствуют порядку детального расчета турбины.

II. Скорость и направление потока на входе в рабочее ко-

лесо в относительном движении

$$W_1 = C_1 \sqrt{1 + \left(\frac{x}{\varphi}\right)^2 - 2 \frac{x}{\varphi} \cos \alpha}, \quad \text{м/с}; \quad (3.6)$$

$$\beta_1 = \arcsin \left(\frac{C_1}{W_1} \sin \alpha_1 \right); \quad (3.7)$$

$$(W_1 = 1234,9 \text{ м/с}; \beta_1 = 20^\circ 56');$$

здесь C_1 – скорость газа на выходе из соплового аппарата; в активной турбине $C_1 = \varphi C_{00}$ ($C_1 = 1508,2 \text{ м/с}$).

12. Скорость газа на выходе из рабочего колеса активной ступени

$$W_2 = \varphi W_1, \text{ м/с} \quad (W_2 = 1111,4 \text{ м/с})$$

13. В парциальных турбинах ($\varepsilon < 1$) степень парциальности рабочего колеса ε_2 несколько больше степени парциальности соплового аппарата ε . Можно принять $\varepsilon_2 = \varepsilon + 0,01$ ($\varepsilon_{2\text{одн}} = 0,535$; $\varepsilon_{2\text{дв}} = 0,39$).

14. Температура и плотность газа за рабочим колесом

$$T_2 = T_1 + \frac{W_1^2(1-\varphi^2)}{2 \frac{\Delta}{K-1} R} \text{ К}; \quad \rho_2 = \frac{P_2}{R T_2} \text{ кг/м}^3 \quad (3.8)$$

$$(T_2 = 402 \text{ К}, \rho_2 = 0,974 \text{ кг/м}^3).$$

15. Угол выхода потока из рабочих лопаток

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{G}{\varepsilon_2 \pi d h_2 \rho_2 W_2} \right], \quad (3.9)$$

здесь h_2 берется из предварительного расчета, м.

($\beta_{2\text{одн}} = \beta_{2\text{дв}} = 23^\circ$). Угол β_2 на 2° превышает угол β_1 . При проектировании профиля геометрический входной угол β_{1r} должен быть равным 23°).

Угол β_2 в активной турбине должен быть равным углу β_1 или по крайней мере $\beta_2 \leq \beta_{1r}$, где β_{1r} – геометрический входной угол рабочих лопаток, может быть несколько больше (до 5°), чем угол потока β_1 .

Если угол $\beta_2 > \beta_1 + 5^\circ$, то необходимо увеличить высоту лопатки h_2 , но не выходя за пределы $h_2 = h_1 + (3 \div 5) \text{ мм}$ и $h_2 \leq 1,3 h_1$.

16. Скорость и направление потока на выходе из рабочего колеса в абсолютном значении:

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2W_2U \cos \beta_2} ; \quad (3.10)$$

$$\alpha_2 = \arcsin \left(\frac{W_2}{C_2} \sin \beta_2 \right); \quad (3.11)$$

$$(C_2 = 853 \text{ м/с}, \quad \alpha_2 = 30^\circ 34').$$

17. Окружной КПД активной турбины

$$\eta_u = 2x(\psi \cos \alpha_1 - x) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right), \quad (3.12)$$

$$(\eta_u = 0,499).$$

18. Величина потерь энергии, вызванных утечкой газа через радиальный зазор, зависит от геометрии турбины.

Для активных сверхзвуковых ступеней с необандаженными лопатками можно принять

$$\zeta_{yr} = \frac{z_{yr}}{H_0} = 2\bar{\delta}_z, \quad (3.13)$$

где z_{yr} — потери энергии на утечку газа через радиальный зазор;

$\bar{\delta}_z = \frac{\delta_z}{H_0}$ — относительный радиальный зазор.

В обандаженных ступенях

$$\zeta_{yr} = (0,3 \div 0,4) \frac{\bar{\delta}_{экр}}{\sin \alpha_1} \eta_u, \quad (3.14)$$

$$\text{где} \quad \bar{\delta}_{экр} = \frac{\bar{\delta}_z}{\sqrt{4\left(\frac{\delta_z}{\delta_a}\right)^2 + 1,5z_p}} \approx \frac{\bar{\delta}_z}{\sqrt{1,5z_p}};$$

δ_a — осевой зазор ступени;

z_p — число гребешков бандажного уплотнения.

В парциальных ступенях с бандажным уплотнением потерями на утечку можно пренебречь.

(При безбандажных лопатках и $\delta_z = 0,3 \text{ мм}$ $\zeta_{yr} = 0,04$. Для лопаток с бандажом можно принять $\zeta_{yr} = 0$).

19. Потери на трение диска и вентиляцию парциальных турбин

$$\zeta_s = C \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon \sin \alpha_1} \frac{U}{C_1} x^2 + \frac{0,3\pi}{\varepsilon} x \frac{b_o}{d}, \quad (3.15)$$

здесь z — число дуг подвода газа;

b_o — ширина рабочих лопаток;

C — коэффициент, для открытого колеса $C = 0,04 + 0,52 \frac{b_2}{a}$;

для колеса, прикрытого в неактивной своей части кожухом (рис.3.2)

$$C = 0,019 + 1,1(0,125 - \frac{h_2}{d})^2$$

(при $x=1$ $\zeta_c = 0,016$).

В турбинах с полным облопачиванием ($\varepsilon = 1$) потери на трение диска могут быть определены по следующей формуле:

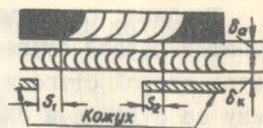


Рис.3.2. Расположение защитного кожуха в парциальной турбине

$$\zeta_{т.д} = (0,01 + 0,013) \frac{(d-h_2)^2}{d x h_1 \sin \alpha_1} \left(\frac{u}{C_{0d}} \right)^3. \quad (3.16)$$

20. Внутренний КПД парциальных турбин

$$\eta_i = \eta - \zeta_{ст} - \zeta_{т.д}; \quad (3.17)$$

с полным облопачиванием

$$\eta_i = \eta - \zeta_{ст} - \zeta_{т.д} \quad (3.18)$$

($\eta_i = 0,443$ - в ступени с безбандажными лопатками и $\eta_i = 0,483$ - в ступени с бандажированными лопатками).

Полученное значение η_i необходимо сравнить с выбранным в начале расчета (п.7). Если найденная величина η_i не совпадает с принятой (с точностью до 3%), то необходимо новое значение η_i положить в основу расчета, т.е. найти новое значение расхода газа G и по нему пересчитать высоту сопловых h_1 и рабочих лопаток h_2 или степень парциальности ε .

(При постановке бандаж на рабочие лопатки расход газа можно уменьшить на 6%).

§3.3. Детальный расчет турбины с двумя ступенями скорости

двухступенчатая турбина

Как было отмечено в §3.1, при низком отношении $x = \frac{u}{C_{0d}}$ скорость выхода потока из ступени C_2 велика из-за наличия большой окружной составляющей C_{2u} (мал угол α_2). В этом случае для использования выходной энергии газа за первой ступенью устанавливается вторая, состоящая из направляющего аппарата и рабочего колеса.

Турбина, состоящая из соплового аппарата, венца рабочих лопаток первой ступени, направляющего аппарата и рабочих лопаток второй ступени представляет собой двухступенчатую турбину со ступенями скорости. В литературе ее принято называть колесом Кертиса (рис.3.1). Венцы рабочих лопаток первой и второй ступеней, как правило, сидят на одном диске.

Начало расчета такой турбины, касающееся первой ступени (п.1 - 16), соответствует расчету одноступенчатой турбины, продолжение расчета (второй ступени) начнем с п.17.

17. Найти действительную скорость газа на выходе из направляющего аппарата

$$C_1' = \psi_n C_{12}' = \psi_n C_2.$$

где $\psi_n = 0,9 \div 0,93$ (примем $\psi_n = 0,91$, $C_1' = 776,2 \text{ м/с}$).

18. Определить температуру и плотность газа на выходе из направляющего аппарата

$$T_1' = T_2 + \frac{C_2^2(1-\psi_n^2)}{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R} K; \quad \rho_1' = \frac{P_2}{RT_1'} \text{ кг/м}^3, \quad (3.19)$$

($T_1' = 433 \text{ К}$, $\rho_1' = 0,904 \text{ кг/м}^3$).

19. На основании выбранной в предварительном расчете высоты направляющей лопатки найти угол выхода потока из нее:

$$\alpha_1' = \arcsin \left[\frac{6}{\varepsilon_n \pi d h_1' \rho_1' C_1'} \right]. \quad (3.20)$$

Степень парциальности направляющей решетки

$$\varepsilon_n = \varepsilon_2 + 0,01 \quad (\varepsilon_n = 0,4; \alpha_1' = 30^\circ 34' = \alpha_2).$$

Угол α_1' должен быть равен или на $2 - 3^\circ$ меньше угла α_2 . Если $\alpha_1' > \alpha_2$, то подкорректировать его значение можно увеличением высоты направляющей лопатки h_n . В тех случаях, когда $\alpha_1' = \alpha_2 + (3 \div 5)^\circ$ и нет возможности изменить высоту направляющей лопатки, геометрический угол входа этих лопаток $\alpha_{2г}$ должен быть равным углу α_1' .

20. Найти скорость и направление потока на входе в рабочее колесо второй ступени в относительном движении

$$W_1' = \sqrt{C_1'^2 + u^2 - 2C_1' u \cos \alpha_1'}; \quad \beta_1' = \arcsin \left(\frac{C_1'}{W_1'} \sin \alpha_1' \right) \\ (W_1' = 547,3 \text{ м/с}, \quad \beta_1' = 46^\circ 15').$$

21. Определить температуру и плотность газа на выходе из второй ступени

$$T_2' = T_1' + \frac{W_1'^2(1-\psi'^2)}{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R}; \quad \rho_2' = \frac{P_2'}{R T_2'}$$

(примем $\psi' = 0,92$, тогда $T_2' = 446,9\text{К}$, $\rho_2' = 0,876\text{ кг/м}^3$).

22. Скорость газа и направление потока на выходе из рабочего колеса второй ступени

$$W_2' = \psi' W_1'; \quad \beta_2' = \arcsin \left[\frac{6}{\varepsilon' x d \rho_2' W_2' h_2'} \right].$$

здесь $\varepsilon' = \varepsilon_n + 0,01$ ($W_2' = 503,6\text{ м/с}$, $\varepsilon' = 0,41$, $\beta_2' = 46^\circ 15'$).

Угол β_2' должен быть равен или меньше на $2 - 3^\circ$ угла β_1' . Если $\beta_2' > \beta_1'$, то нужно или уменьшить угол β_2' увеличением высоты лопатки h_2' , или геометрический угол входа на лопатки β_{1r} увеличить до значения β_2' .

23. Из треугольника скоростей найти абсолютную скорость на выходе из турбины

$$C_2'^2 = W_2'^2 + U^2 - 2W_2'U \cos \beta_2' \quad (C_2' = 368,5\text{ м/с}).$$

24. Определить работу на окружности колеса

$$\begin{aligned} H_u &= \sum U(C_1 \cos \alpha_1 \pm C_2 \cos \alpha_2) = \\ &= U(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2) + U'(C_1' \cos \alpha_1' \pm C_2' \cos \alpha_2'). \end{aligned} \quad (3.21)$$

Знак плюс отвечает условию $\alpha_2' < 90^\circ$ ($H_u = 238\,729,32\text{ Дж/кг}$).

25. Найти потери, вызванные утечкой газа через радиальный зазор рабочих лопаток.

Рекомендаций по расчету потерь на утечку в турбинах со ступенями скорости нет. Известно только то, что влияние на η_i радиального зазора в направляющем аппарате слабее влияния зазора рабочих лопаток первой ступени; радиальный зазор второй ступени практически не сказывается на КПД η_i . Объясняется это тем, что работа второй ступени составляет 20 - 25% общей работы турбины. Поэтому можно принять

$$\zeta_{ут} = (1,2 \div 1,25) \zeta_{ут\text{ I ст}} \quad (3.22)$$

($\zeta_{ут} = 0,048$ - для лопаток без бандаж и $\zeta_{ут} \approx 0$ - для лопаток с бандажом).

26. Определить потери, вызванные парциальным подводом газа к рабочим колесам ($\varepsilon < 1$)

$$\zeta_{\varepsilon} = 1,41 C \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon \sin \alpha_1} \frac{u}{c_1} \left(\frac{u}{c_{ad}} \right)^2 + \frac{0,3\pi}{\varepsilon} \frac{u}{c_{ad}} \frac{\sum \delta h}{h_1 d}, \quad (3.23)$$

($\zeta_{\varepsilon} = 0,031$).

Здесь обозначения соответствуют обозначениям в формуле (3.15)

$$\sum \delta h = \delta_{o2} h_2 + \delta_{on} h_n + \delta'_{o2} h'_2.$$

27. Найти внутренний КПД турбины

$$\eta_i = \frac{H_u}{H_o} - (\zeta_{yr} + \zeta_{\varepsilon}).$$

(Для ступени с обандаженными лопатками $\eta_i = 0,635$; для ступени с лопатками без бандажа $\eta_i = 0,587$).

Как и в одноступенчатых турбинах, полученное значение КПД η_i необходимо сравнить с выбранным в начале расчета. Если найденная величина более чем на 3% расходится с выбранной, то в расчет необходимо ввести коррективы: по найденной величине η_i определить необходимый расход газа G (п.8, §3.1) а затем внести соответствующие коррективы в величины высот венцов h или их степеней парциальности. (Рассчитываемую ступень необходимо выполнять с обандаженными лопатками. В противном случае нужно увеличить расход газа на 5,5%).

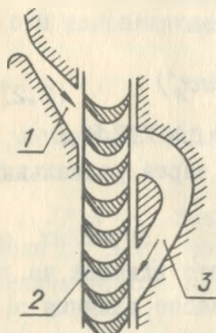


Рис.3.3. Проточная часть одноступенчатой турбины с двумя ступенями скорости

Одноступенчатая турбина с двумя ступенями скорости

Отличительной особенностью данной турбины является то, что в ней работа двух ступеней осуществляется с помощью одного рабочего колеса. Схема одноступенчатой турбины с двумя ступенями скорости приведена на рис.3.3. Газ расширяется в сопловом аппарате турбины и поступает под углом α_1 в абсолютном движении и под углом β_1 в относительном движении лопатки рабочего колеса 2; в направляющем аппарате 3, расположенном за рабочим колесом, газ поворачивается под углом α'_1 , выходит из направляющего аппарата и повторно

поступает на лопатки рабочего колеса 2 под углом β_1' . Схема одноступенчатой турбины со ступенями скорости показывает, что такая турбина должна быть чисто активной, а рабочие лопатки — симметричными ($\beta_2 = \beta_1$). Угол выхода потока из направляющего аппарата α_1' обеспечивается формой направляющего аппарата и должен быть выбран таким, чтобы угол $\beta_1' = \beta_2$ при повышенной степени парциальности. На выходе из направляющего аппарата устанавливают специальные лопатки. Так как плотность газа за счет потерь возрастает от сечения к сечению проточной части турбин, а высоты лопаток и углы одни и те же для первой и второй ступеней, то степень парциальности второй ступени такой турбины значительно больше степени парциальности первой ступени, и поэтому одноступенчатая турбина со ступенями скорости может быть выполнена только при $\varepsilon \leq 0,3$. В связи с тем, что условие $\beta_1 = \beta_2$ может быть выдержано при $\alpha_1' < \alpha_1$, то угол α_1' , не рекомендуется выбирать меньше 20° .

Расчет одноступенчатой турбины со ступенями скорости аналогичен расчету двухступенчатой турбины с отличием пп. 19, 20, 22.

Как отмечено было выше, в одноступенчатой турбине со ступенями скорости для второй ступени известна геометрия рабочего колеса и необходимо определить геометрию направляющего аппарата.

19'. Угол α_1' находится из условия равенства углов $\beta_2 = \beta_1'$ по формуле

$$\sin \alpha_1' = \left(\frac{u}{c_1'} + \cos \alpha_1' \right) \operatorname{tg} \beta_2.$$

Расчет приходится проводить методом последовательного приближения при первом выборе

$$\cos \alpha_1' = \cos \alpha_1.$$

20'. Скорость и направление потока на входе в рабочее колесо в относительном движении

$$W_1' = \sqrt{c_1'^2 + u^2 - 2c_1'u \cos \alpha_1'};$$

$$\beta_1 = \arcsin \left(\frac{W_1'}{c_1'} \sin \alpha_1' \right).$$

Различие между углами β_1' и β_2 возможно из-за неточного определения угла α_1' и не должно превышать $3 - 5^\circ$. В противном случае необходимо внести коррективы в значение угла α_1' .

22'. Скорость газа на выходе из рабочего колеса второй ступени

$$W_2' = \psi W_1'$$

$$\text{Степень парциальности} \quad \varepsilon_2' = \frac{G}{\pi d h_2 \rho_2' W_2' \sin \beta_2'}.$$

Степень парциальности направляющего аппарата

$$\varepsilon_1' = \varepsilon_2' - 0,01.$$

Высота направляющих лопаток

$$h_1' = \frac{G}{\varepsilon_1' \pi d \rho_1' \sin \alpha_1'}.$$

Сумма $\varepsilon_2 + \varepsilon_2'$ не должна выходить за пределы

$$(\varepsilon_2 + \varepsilon_2') \leq 0,8.$$

Канал направляющего аппарата на выходе из рабочего колеса первой ступени должен располагаться относительно сопловых лопаток с учетом размыва струи и переноса газа вращающимся колесом. По данным работы [6] рекомендуется смещать край кожуха по направлению вращения на величину

$$S_1 = 1,2 (\delta_a \operatorname{ctg} \alpha_1 + 1,05 \delta \frac{u}{C_{ad}}) \quad (3.24)$$

и с другой стороны соплового сегмента - со сдвигом по направлению вращения на величину

$$S_2 = 0,6 (\delta_a \operatorname{ctg} \alpha_1 + 1,05 \delta \frac{u}{C_{ad}} - \delta_k \operatorname{ctg} \beta_2), \quad (3.25)$$

где δ_a - осевой зазор;

δ - ширина рабочей решетки;

δ_k - осевой зазор между рабочей решеткой и кожухом (см. рис.3.2).

Г л а в а 4. ТУРБИНА ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА С ДОПОЛНЕНИЕМ

Турбина ТНА с дожиганием работает на газе с высокими начальными параметрами (ρ_0^* , T_0^*), низком перепаде давления и при сравнительно большом количестве газа. В зависимости от состава рабочего газа турбины - с избытком окислителя или с избытком горючего - количество его равно расходу окислителя или горючего двигателем с добавлением такого количества горючего или окислителя, которое обеспечит выбранную температуру газа T_0^* в газогенераторе ТНА. Последняя выбирается по соображениям прочности деталей турбины. В существующих ТНА она доходит до 1100 К. Начальное давление газа ρ_0^*

равно давлению газа в камере сгорания плюс перепад давления на самой турбине. Число оборотов турбины ТНА с дожиганием, так же как и турбины автономного ТНА, определяется антикавитационными качествами насосов, а диаметр турбины — габаритами камеры сгорания.

В связи с малым теплоперепадом и большим расходом газа турбины ТНА с дожиганием выполняются, как правило, одноступенчатыми, реактивными и работают в области оптимальных отношений u/c_{20} .

В некоторых случаях приходится использовать парциальные турбины, так как при сравнительно большом расходе газа объем его мал из-за высокого значения начального давления. В такой турбине степень реактивности должна находиться в пределах $\rho = (0 \div 0,05)$.

В §4.1 и 4.2 приводятся методы предварительного и детального расчета турбины ТНА с дожиганием. Здесь же, в скобках, дается пример расчета такой турбины.

§4.1. Предварительный расчет

При проектировании турбины ТНА с дожиганием известными величинами являются состав газа и его параметры:

K, R — показатель изобэнтропы и газовая постоянная соответственно;

T_o^* — температура (К) торможения газа перед турбиной;

P_2 — статическое (Па) давление потока за турбиной, равное давлению в камере сгорания;

n — секундное число оборотов ротора турбины, об/с;

G — расход газа через турбину;

N_i — мощность, необходимая для привода насосов.

(Для рассчитываемой турбины используем газ с физическими свойствами $K = 1,3$; $R = 383$ Дж/(кг·К); рабочими параметрами $P_2 = 120 \cdot 10^5$ Па; $T_o^* = 1000$ К при расходе газа $G = 120$ кг/с. Потребная мощность $N_r = N_{i, \text{max}} = 11$ 400 кВт; число оборотов ротора $n = 262,6$ об/с).

В задачу предварительного расчета предкамерной турбины входит определение начального давления перед турбиной P_o^* и габаритных размеров турбины.

В предварительном расчете двигателя в ряде случаев мощность насосов исчисляется только из условия обеспечения выбранного давления в камере сгорания без учета перепада давления в турбине и потери давления в газогенераторе. В этом случае к заданной мощности $N_{i,зад}$ необходимо добавить мощность

$$\Delta N_i = \frac{G_o \Delta P}{\rho_o \eta_{no}} + \frac{G_r \Delta P}{\rho_r \eta_{rr}}, \quad (4.1)$$

где G и ρ — соответственно расходы и плотности жидкостей (окислителя и горючего);

η_n — КПД насоса;

ΔP — перепад давления в турбине и в газогенераторе.

Значение ΔP может быть найдено последовательным приближением следующим образом:

1. Так как мощность, развиваемая турбиной, равна мощности, потребляемой насосами, то первоначально давление перед турбиной P_o^* нужно оценить из равенства

$$N_{i,зад} = G_r \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_o^* \left[1 - \left(\frac{P}{P_o^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \eta_{ir}. \quad (4.2)$$

Внутренний КПД турбины $\eta_i = 0,73 \div 0,78$.

2. Перепад давлений ΔP в первом приближении равен

$$\Delta P = (P_o^* - P_2) + \Delta P_{rr}, \quad (4.3)$$

здесь ΔP_{rr} — необходимый перепад давлений в газогенераторе.

3. Полученное значение ΔP позволяет найти ΔN_i [формула (4.1)].

4. Новое значение $N_i = N_{i,зад} + \Delta N_i$ позволяет найти следующее приближение давления P_o^* по формуле (4.2).

Такие пересчеты необходимо провести до практического совпадения давлений ΔP .

Определение ΔP может быть проведено и графическим методом.

Найденное значение давления P_o^* перед турбиной является ориентировочным, так как выбранный КПД турбины не подтвержден ее геометрией.

5. Потребная мощность турбины

$$N_r = N_i = N_{i,зад} + \Delta N_i. \quad (4.4)$$

В тех случаях, когда P_o^* определено в предварительном расчете двигателя, то $N_r = N_{i,зад}$.

С этого момента начинается предварительный расчет турбины, порядок которого может быть следующим:

1. Найти потребную внутреннюю работу

$$H_i = \frac{N_T}{G} \quad (4.5)$$

($H_i = 95\,000$ Дж/кг).

2. Определить температуру торможения на выходе из турбины

$$T_2^* = T_0^* - \frac{H_i}{\frac{K}{K-1} R} \quad (4.6)$$

($T_2^* = 942,8$ К).

3. Задаться потребной работой на окружности колеса турбины $H_u = (1,02 \div 1,04) H_i$.

Расхождение на (2 - 4)% работ H_i и H_u объясняется потерями на утечку газа через радиальный зазор, трением диска и в парциальных турбинах потерями на вентиляцию (примем $H_u = 1,03 H_i = 97\,850$ Дж/кг).

4. Выбрать средний диаметр облопачивания d . При выборе d необходимо ориентироваться на габариты камеры сгорания, а также на соотношение размеров турбины и рядом расположенного с ней насоса $d = (1,5 \div 2) d_n$ (выберем $d = 0,3$ м).

5. Определить окружную скорость $u = \pi d n$ м/с и коэффициент нагрузки

$$\mu = \frac{H_u}{u^2} \quad (4.7)$$

($u = 247,4$ м/с ; $\mu = 1,5987 \approx 1,6$).

Желательно, чтобы коэффициент нагрузки находился в пределах $\mu = 2,2 \div 1,6$. Верхнее значение μ рекомендуется для активных турбин, нижнее - для ступени со степенью реактивности $\rho = 0,2 \div 0,25$.

При полученной величине μ выше рекомендованного диапазона поток на выходе из ступени будет направлен под углом $\alpha_2 < 90^\circ$.

Малые величины μ (меньше рекомендованных) свидетельствуют об излишне большой для данной ступени переносной скорости u_1 , которая приводит к углу $\alpha_2 > 90^\circ$. Избежать этого можно или увеличением степени реактивности ступени (при $\rho = 0,5$ значение $\mu_{opt} \approx 1$), или уменьшением диаметра d .

6. Выбрать скорость потока на выходе из ступени C_2 .

При выборе C_2 нужно руководствоваться, с одной стороны, вопросами прочности, с другой - соображениями рациональной конструкции.

Известно [3], что

$$\frac{G\sqrt{T_2^*}}{P_2} = \frac{\beta}{\sqrt{R}} \frac{10^4 \sigma_p}{\pi n^2} \sin \alpha_2 y(\lambda_2), \quad (4.8)$$

где

$$\beta = \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}; \quad (4.9)$$

σ_p - максимальное напряжение разрыва в лопатке,

$$\sigma_p = (240 \div 260) \text{ МН/М}^2.$$

Угол α_2 должен лежать в пределах $82 - 90^\circ$. Закрутку потока при выходе из лопаток на $5 - 6^\circ$ (т.е. $\alpha_2 = 84 \div 85^\circ$) надо считать целесообразной, так как она снижает необходимую окружную скорость. Если коэффициент нагрузки μ высок, то угол α_2 нужно принимать меньше рекомендованного значения.

После выбора угла α_2 из уравнения (4.8) можно найти $y(\lambda_2)$ и из таблиц газодинамических функций по значению $y(\lambda_2)$ найти величину λ_2 . Минимально допустимая по прочности скорость газа на выходе из ступени

$$C_{2min} = \lambda_2 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} R T_2^*}. \quad (4.10)$$

В турбинах ТНА большей частью прочность не лимитирует и допустимые скорости C_{2min} оказываются малыми. В проектируемой турбине $C_2 > C_{2min}$.

Другим критерием для выбора C_2 является высота рабочей лопатки h_2 .

Из уравнения расхода

$$y(\lambda_2) = \frac{G\sqrt{T_2^*}}{P_2} \frac{\sqrt{R}}{\beta} \frac{1}{\varepsilon_2 \pi d h_2 \sin \alpha_2}, \quad (4.11)$$

здесь ε_2 - степень парциальности на рабочих лопатках. Для большинства турбин ТНА с дожатием характерно полное облопачивание ($\varepsilon = 1$). Только у двигателей с малым расходом газа (G до 20 - 30 кг/с) возможны турбины с $\varepsilon < 1$.

Высота лопатки должна находиться в диапазоне $0,001 \text{ м} \leq h_2 \leq d/5 \text{ м}$.

(Выберем $h_2 = 0,03 \text{ м}$; $\alpha_2 = 88^\circ$, тогда $y(\lambda_2) = 0,3186$, что соответствует $\lambda_2 = 0,1972$ и $C_2 = \lambda_2 C_K = 0,1972 \cdot 638,9 = 126 \text{ м/с}$).

7. Найти $C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2$ и $C_{2a} = C_2 \sin \alpha_2$
($C_{2u} = 4,1$ м/с, $C_{2a} = 125,9$ м/с).

Проверить отношение $\frac{C_{2a}}{U}$, которое должно находиться в пределах $0,4 \div 0,7$. Низкие величины $\frac{C_{2a}}{U}$ соответствуют реактивной ступени с малым значением угла α , ($\alpha, \leq 16^\circ$). Более высокие величины можно рекомендовать только для активных ступеней или при условии достаточно длинных лопаток, так как с увеличением $\frac{C_{2a}}{U}$ возрастает угол α , ($\frac{C_{2a}}{U} = 0,509$).

8. Найти из выходного треугольника скоростей $W_{2u} = C_{2u} + U$;
 $C_{2a} = W_{2a}$ и $\beta_2 = \arctg W_{2a}/W_{2u}$
($W_{2u} = 251,5$ м/с, $\beta_2 = 26^\circ 30'$).

9. Определить действительную и теоретическую скорости $W_2 = \frac{W_{2a}}{\sin \psi}$ и $W_{2t} = \frac{W_{2t}}{\psi}$, где $\psi = 0,945 \div 0,955$. Меньшие значения ψ относятся к активным ступеням.

(Примем $\psi = 0,95$, тогда $W_2 = 282,3$ м/с и $W_{2t} = 297,1$ м/с).

10. Определить потребное значение C_{1u} по известной величине H_u и выбранной переносной скорости U : $C_{1u} = \frac{H_u}{U} - C_{2u}$ и $W_{1u} = C_{1u} - U$;
($C_{1u} = 391,4$ м/с, $W_{1u} = 144$ м/с).

11. Выбрать угол β_1 . Для активной турбины ($\mu \approx 2$) углы $\beta_1 = \beta_2$. Для реактивной ступени $\beta_1 = \beta_2 + (15 \div 20)^\circ$: (Выберем $\beta_1 = 41^\circ$).

12. Определить относительную скорость W_1 и ее составляющие:

$$W_1 = \frac{W_{1u}}{\cos \beta_1},$$

$$W_{1a} = W_1 \sin \beta_1 = C_{1a} \quad (W_1 = 190,9 \text{ м/с}, W_{1a} = 144,1 \text{ м/с}).$$

13. Найти абсолютную скорость $C_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + C_{1u}^2}$ ($C_1 = 415,9$ м/с).

14. Найти угол $\alpha_1 = \arctg \frac{C_{1a}}{C_{1u}}$ ($\alpha_1 = 17^\circ 30'$).

Значение угла α_1 должно находиться в пределах $16 - 20^\circ$, и только при длинных лопатках допустимо более высокое значение угла α_1 . Воздействовать на угол α_1 можно приведенной скоростью λ_{C_2} , выбранной ранее (п.6).

15. Найти температуру торможения в относительном движении:

$$T_n^* = T_0^* - \frac{C_1^2 - W_1^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R} \quad (4.12)$$

и критическую скорость, отвечающую температуре T_n^* :

$$W_{kp} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} R T_n^*}.$$

$$(T_{\text{н}}^* = 958,8\text{К}; \quad W_{\text{кр}} = 644,3 \text{ м/с}).$$

16. Определить приведенные скорости в относительном движении

$$\lambda_{W_1} = \frac{W_1}{W_{\text{кр}}}; \quad \lambda_{W_{2\text{т}}} = \frac{W_{2\text{т}}}{W_{\text{кр}}}$$

$$(\lambda_{W_1} = 0,296; \quad \lambda_{W_{2\text{т}}} = 0,461),$$

а соответствующие приведенные расходы $q(\lambda_{W_1})$ и $q(\lambda_{W_{2\text{т}}})$ могут быть найдены с помощью таблиц газодинамических функций или по формуле

$$q(\lambda) = \left(\frac{\kappa+1}{2} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \lambda \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad (4.13)$$

$$(q(\lambda_{W_1}) = 0,4539; \quad q(\lambda_{W_{2\text{т}}}) = 0,6688).$$

17. Соотношение высот сопловых и рабочих лопаток определяются из уравнения неразрывности, записанного в относительном движении:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{\psi \sigma_{\lambda}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} q(\lambda_{W_{2\text{т}}})}{q(\lambda_{W_1})} \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} \quad (4.14)$$

$$\text{и} \quad h_1 = \frac{h_1}{h_2} h_2 \quad \left(\frac{h_1}{h_2} = 0,949, \quad h_1 = 0,0285 \text{ м} \right).$$

$$\text{Отношение} \quad \frac{h_1}{h_2} = 0,95 \div 0,76.$$

При необходимости уменьшить или увеличить отношение $\frac{h_1}{h_2}$ нужно соответственно увеличить или уменьшить угол β_1 (п.11).

18. Найти перепад давлений в турбине

$$\frac{P_2}{P_0^*} = \left[\frac{\left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda_{1\text{т}}^2 \right) \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda_{W_{2\text{т}}}^2 \right)}{\left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda_{W_1}^2 \right)} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left[\frac{\tau(\lambda_{1\text{т}}) \tau(\lambda_{W_{2\text{т}}})}{\tau(\lambda_{W_1})} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.15)$$

Здесь значения $\lambda_{W_{2\text{т}}}$ и λ_{W_1} соответствуют величинам, найденным в п.16:

$$\lambda_{1\text{т}} = \frac{C_{1\text{т}}}{C_{\text{кр}}}; \quad C_{1\text{т}} = \frac{C_1}{\varphi}; \quad C_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} R T_0^*},$$

где $\varphi = 0,955 \div 0,965$ - скоростной коэффициент сопловых лопаток.

($C_{1\text{т}} = 431 \text{ м/с}$ при $\varphi = 0,965$, $C_{\text{кр}} = 648 \text{ м/с}$, $\lambda_{1\text{т}} = 0,655$ и тогда из (4.15) $\frac{P_2}{P_0^*} = 0,7191$).

19. Определить давление перед турбиной

$$P_0^* = P_2 / \frac{P_2}{P_0^*}, \quad (4.16)$$

$$(P_0^* = 166,9 \cdot 10^5 \text{ Па})$$

Полученное значение P_0^* необходимо сопоставить со значением, выбранным в начале предварительного расчета.

Если расхождение не превышает 1,5 – 2%, уточнения по заданной мощности производить не следует и для детального расчета турбины значение P_0^* нужно принять равным его значению, полученному в равенстве (4.16).

20. Найти степень реактивности

$$\rho = \frac{W_{2L}^2 - W_1^2}{C_H^2 + W_{2L}^2 - W_1^2}. \quad (4.17)$$

Желательно, чтобы степень реактивности находилась в пределах $\rho = 0,1 + 0,25$.

Для парциальных турбин $\rho = 0 \div 0,1$.

Снизить степень реактивности можно уменьшением угла β_1 , но соотношение $\beta_1 < \beta_2$ недопустимо ($\rho = 0,218$).

21. Вычертить проточную часть в меридиональной плоскости.

§ 4.2. Детальный расчет турбины турбонасосного агрегата с дожиганием

Детальный расчет турбины является уточнением предварительного расчета. На основании предварительного расчета получена геометрия проточной части турбины в меридиональной плоскости. При необходимости высоты лопаток и средний диаметр можно скорректировать перед началом детального расчета.

Для детального расчета турбины известными величинами являются: начальные параметры газа P_0^* и T_0^* ; статическое давление за ступенью P_2 ; число оборотов вала турбины n ; расход газа G ; геометрия ступени в меридиональной плоскости (средний диаметр d , высоты лопатки h_1 и h_2).

Порядок расчета может быть следующим.

1. Определить располагаемую работу расширения газа в турбине

$$H_0 = \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_0^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \text{ Дж/кг} \quad (H_0 = 120604,9 \text{ Дж/кг}).$$

Здесь ρ_o^* необходимо принимать равным его значению, полученному в п.19 предварительного расчета.

2. Выбрать степень реактивности $\rho = 0 \div 0,25$ ($\rho = 0,23$).

3. Найти работу расширения в соплах

$$H_{o1} = (1 - \rho) H_o \text{ Дж/кг} \quad (H_{o1} = 92873,8 \text{ Дж/кг}).$$

4. Найти теоретическую скорость на выходе из сопловых лопаток

$$C_{te} = \sqrt{2 H_{o1}} \text{ м/с} \quad (C_{te} = 431 \text{ м/с}).$$

5. Задаться скоростным коэффициентом сопловых лопаток

$$\varphi = 0,955 \div 0,965 \quad (\varphi = 0,965).$$

6. Определить действительную скорость на выходе из сопловых лопаток

$$C_1 = \varphi C_{te} \text{ м/с} \quad (C_1 = 415,9 \text{ м/с}).$$

7. Найти давление за сопловыми лопатками

$$p_1 = p_o^* \left[1 - \frac{H_{o1}}{\frac{\kappa}{\kappa-1} p_o^*} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \text{ Па} \quad (p_1 = 130,04 \cdot 10^5 \text{ Па}).$$

8. Определить температуру газа за соплами

$$T_1 = T_o^* - \frac{C_1^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R} \text{ К} \quad (T_1 = 947,9 \text{ К}).$$

9. Найти плотность газа

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R T_1} \text{ кг/м}^3 \quad (\rho_1 = 35,819 \text{ кг/м}^3).$$

10. Из уравнения расхода найти направление потока за соплами

$$\sin \alpha_1 = \frac{G}{C_1 \rho_1 \pi d h_1 \varepsilon} \quad (\alpha_1 = 17^\circ 30').$$

Примечание. При наличии таблиц газодинамических функций для данного значения показателя изэнтропы κ пункты расчета 7 - 10 могут быть заменены:

$$\sin \alpha_1 = \frac{G \sqrt{R T_o^*}}{\rho_o^* \varepsilon \pi d h_1 \varphi C_{te}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} q(\lambda_n) \beta},$$

где $q(\lambda_n)$ - газодинамическая функция;

$$\lambda_n = \frac{C_{te}}{C_{кр}}; \quad \lambda_1 = \varphi \lambda_n = \frac{C_1}{C_{кр}}; \quad C_{кр} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} R T_o^*};$$

$$\beta = \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa-1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - \text{табличная величина};$$

σ_c - коэффициент восстановления давлений в соплах.

$$\sigma_c^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{\varepsilon(\lambda_{18})}{\varepsilon(\lambda_1)}.$$

11. Определить относительную скорость на входе в рабочие лопатки

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2UC \cos \alpha_1} \quad (W_1 = 190,9 \text{ м/с}).$$

12. Определить угол β_1

$$\beta_1 = \arcsin \left(\frac{C_1}{W_1} \sin \alpha_1 \right) \quad (\beta_1 = 41^\circ).$$

13. Определить температуру торможения T_w^* в относительном движении

$$T_w^* = T_1 + \frac{W_1^2}{2\kappa R} \quad (T_w^* = 958,8 \text{ К}).$$

14. Найти работу расширения в рабочих лопатках

$$H_{02} = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (H_{02} = 28855,8 \text{ Дж/кг}).$$

15. Найти теоретическую и действительную скорости газа на выходе из рабочих лопаток

$$W_{2t} = \sqrt{W_1^2 + 2H_{02}}; \quad W_2 = \psi W_{2t}$$

$$(W_{2t} = 306 \text{ м/с}; \quad W_2 = 290,7 \text{ м/с}).$$

16. Найти температуру газа на выходе из лопаток

$$T_2 = T_w^* - \frac{W_2^2}{2\kappa R} \quad (T_2 = 933,3 \text{ К}).$$

17. Определить плотность газа за рабочими лопатками

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} \quad (\rho_2 = 33,57 \text{ кг/м}^3).$$

18. Из уравнения расхода найти направление потока за рабочими лопатками β_2 в относительном движении

$$\sin \beta_2 = \frac{G}{\varepsilon_2 x d h_2 W_2 \rho_2} \quad (\beta_2 = 27^\circ).$$

Примечание. При наличии таблиц газодинамических функций для данного значения показателя изэнтропы κ пункты расчета 17 - 18 могут быть заменены:

$$\sin \beta_2 = \frac{G \frac{\sqrt{RT_w}}{h}}{\varepsilon_2 \pi d h_2 \psi \sigma_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \beta \gamma (\lambda_{w2t})},$$

где $\gamma(\lambda_{w2t})$ — газодинамическая функция;

$$\lambda_{w2t} = \frac{W_{2t}}{W_{кр}}; \quad W_{кр} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_w} - \text{критическая скорость } \lambda_{w2} = \psi \lambda_{w2t} = \frac{W_2}{W_{кр}};$$

σ_1 — коэффициент восстановления давлений на рабочих лопатках

$$\sigma_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{\tau(\lambda_{w2t})}{\tau(\lambda_{w2})}.$$

19. Из треугольника скоростей найти абсолютную скорость на выходе из ступени

$$C_2^2 = W_2^2 + U^2 - 2UW_2 \cos \beta_2 \quad (C_2 = 132,5 \text{ м/с}).$$

20. Найти угол выхода из ступени

$$\alpha_2 = \arcsin \left(\frac{W_2}{C_2} \sin \beta_2 \right) \quad (\alpha_2 = 85^\circ).$$

21. Определить работу на окружности колеса

$$H_u = U(C_1 \cos \alpha_1 \pm C_2 \cos \alpha_2) \quad (H_u = 101030,4 \text{ Дж/кг}),$$

знак плюс отвечает условию $\alpha_2 < 90^\circ$.

22. Определить КПД на окружности колеса

$$\eta_u = \frac{H_u}{H_0} \quad (\eta_u = 0,8377).$$

23. Найти потери, вызванные утечкой газа через радиальный зазор рабочих лопаток:

а) в ступени с лопатками, выполненными без бандажа:

$$\zeta_{ут} = 1,37(1 + 1,6\rho) \left(1 + \frac{h_2}{d}\right) \frac{\delta_2}{h_2} \eta_u \quad (\zeta_{ут} = 0,021);$$

б) в ступени, выполненной с обандаженными рабочими лопатками:

$$\zeta_{ут} = \frac{\delta_{эбв}}{h, \sin \alpha} \lambda_{ут} \eta_u,$$

где $\delta_{эбв} = \frac{\delta_2}{1,5 \varepsilon_p}$ — эквивалентный радиальный зазор;

ε_p — число гребешков бандажного уплотнения;

$\lambda_{ут}$ — коэффициент, зависящий от ρ на среднем диаметре и отношения d/h , определяемый рис.4.1.

24. Найти потери на трение диска и бандажа. Потери на трение диска

$$\zeta_{r,d} = B \frac{(d - h_z)^2}{\pi d h_z \sin \alpha_z} \left(\frac{u}{c_{a0}} \right)^3 \quad (\zeta_{r,d} = 0,02),$$

здесь $B = f(s/d_k, Re_u)$ – коэффициент, значения которого даны на рис.4.2;

s – расстояние от боковой поверхности диска до стенки ка-

$$Re_u = \frac{u d_k}{\nu}.$$

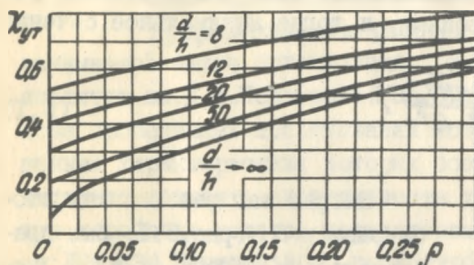


Рис.4.1. Вспомогательный график для подсчета потерь на утечку газа через радиальный зазор

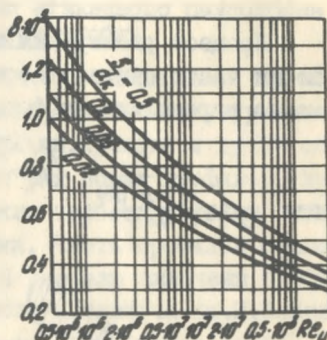


Рис.4.2. Вспомогательный график для подсчета потерь трения диска о газ

Потери от трения наружной поверхности бандажа о газ могут быть определены по той же формуле, но с другим коэффициентом пропорциональности и на диаметре $d_s = d + h_z$:

$$\zeta_{r,s} = 6 \cdot 10^{-3} \frac{d_s b_s}{\pi d h_z \sin \alpha_z} \left(\frac{u}{c_{a0}} \right)^3,$$

где b_s – осевая ширина бандажа.

В парциальных турбинах вместо потерь на трение диска и бандажа определяются потери на трение и вентиляцию по формуле (3.15).

25. Определить внутренний КПД турбины

$$\eta_i = \eta_u - (\zeta_{yt} + \zeta_{r,d} + \zeta_{r,s}) \quad (\eta_i = 0,8047),$$

для парциальных турбин

$$\eta_i = \eta_u - (\zeta_{yt} + \zeta_v).$$

26. Найти мощность турбины

$$N_i = G H_o \eta_i \quad (N_i = 14646,1 \text{ кВт})$$

и сопоставить ее с заданной; расхождение не должно превышать 3%.

(Полученная мощность N_i превышает заданную на 2,1%).

Глава 5. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕШЕТОК

§5.1. Сопловой аппарат сверхзвуковой турбины

В сверхзвуковой решетке помимо выходного сечения необходимо определить площадь минимального сечения.

Процесс расширения в суживающейся части сверхзвуковой решетки часто считают изэнтропным, и тогда минимальное сечение можно определить по формуле

$$f_{min} = \frac{G \sqrt{RT_0^*}}{\beta \rho_0^*}, \quad (5.1)$$

где $\beta = \left(\kappa \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}$.

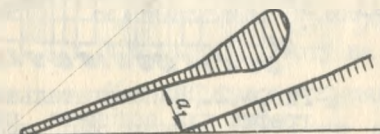


Рис.5.1. Профилированное сопло Лавеля в решетке

Выбрав шаг решетки так, чтобы размер a , (рис.5.1) был приблизительно равен h , или несколько меньше последнего, определяем число сопловых каналов $Z_1 = \varepsilon \lambda a_1 / t_1$.

Минимальное сечение одного канала $f'_{min} = f_{min} / Z$.

Высоту канала в минимальном сечении h_{min} принимают обычно равной h , или несколько меньше. Размер $a_{min} = f'_{min} / h_{min}$.

В некоторых конструкциях турбин с расширяющимися сопловыми венцами, изготовленными отливкой, минимальное сечение выполняют круглым с диаметром

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4f'_{min}}{\pi}}.$$

Длину рабочей части сопла ℓ_c выбирают по конструктивным соображениям, проверяют угол расширения сопла γ' (рис.5.1), определяемый по формуле

$$\tan \frac{\gamma'}{2} = \frac{a_1 - a_{min}}{2\ell_c}. \quad (5.2)$$

Угол γ' принимают обычно не больше 12° , чтобы не происходило отрыва потока от стенок канала.

Более высоким КПД, чем у решетки, выполненной по типу рис.5.1, обладает решетка с профилированными каналами (рис.5.2). Поле скоростей и давлений на выходе из такой решетки оказывается к тому же более равномерным.

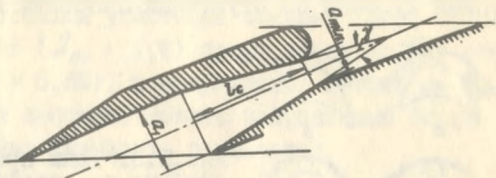


Рис.5.2. Сопло Лавали в решетке

§5.2. Рабочие лопатки активных турбин

Профилированием рабочих лопаток в последнее время занимались такие организации, как Центральный котлотурбинный институт им.И.И.Ползунова, МЭИ, ВТИ, ЦНИИ им.Крылова и др. На основе проведенных исследований получен ряд новых профилей, улучшенные характеристики которых позволили турбостроителям значительно повысить экономичность турбин. Часть профилей сопловых и рабочих решеток нормализована. В нормале включены профили ЛМЗ, МЭИ, Центрального котлотурбинного института им.И.И.Ползунова и ЦНИИ им.Крылова только для дозвуковых скоростей.

В МЭИ разработан ряд реактивных и активных профилей, характеристики которых даны в атласе профилей [7].

Активные рабочие профили разбиты на три группы: А, Б и В. К группе А относятся профили, предназначенные для работы до $M_{н_1} < 0,9$. Группа Б включает профили для работы с $M_{н_1}$ от 0,85 до 1,3. Профили для работы в сверхзвуковой области от $M_{н_1} = 1,3$ до $M_{н_1} = 1,9$ ($\lambda_{н_1} \approx 1,6$) составляют группу В.

Профили группы А имеют криволинейные входные и выходные участки и увеличенный радиус закругления входной кромки по сравнению с выходной. Канал конфузорный или постоянного сечения. Как показали опыты ВТИ и МЭИ [6], в коротких лопатках с большим поворотом потока не выгодно конфузорное течение из-за потерь от вторичных течений. Профили, образующие решетку с диффузно-конфузорным каналом, имеют меньшие потери. Такие профили разработаны в МЭИ и включены в группу А с обозначением Ак. От основных профилей группы А профили Ак отличаются вогнутой поверхностью (рис.5.3). Если в исходных профилях $\frac{a_m}{a_1} < 1$ и $\frac{a_2}{a_1} > 1$, то в новых решетках (группа Ак) $\frac{a_m}{a_1} > 1$ и $\frac{a_2}{a_1} > 1$.

Профили группы А могут оказаться пригодными для второй ступени турбины со ступенями скорости в ТНА ЖРД.

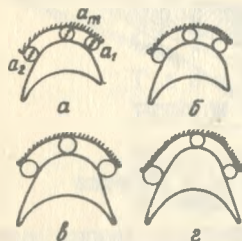


Рис.5.3. Типы профилей рабочих активных турбин: а - профиль типа А; б - профиль типа Б; в - профиль типа В (метод "ступенчатого профилирования"); г - профиль типа В (метод "прямого скачка")

Профили группы Б выполнены с прямолинейными заостренными входными и выходными кромками и с плавно сужающимися межлопаточными каналами. При $M_{N_1} > 1$ перед решеткой поток тормозится в прямом скачке, затем расширяется до $M_{N_1} = 1$ в горле с переходом в сверхзвуковую область в косом срезе. Для $M_{N_1} \leq 1,35$ потери в прямом скачке не превышают 2%.

Профили группы Б могут быть использованы в рабочем колесе второй ступени и в направляющем аппарате турбины со ступенями скорости ТНА ЖРД.

Для значительных сверхзвуковых скоростей на входе в решетку уменьшить потери можно специальным профилированием. В связи с тем, что при больших скоростях потери в головном скачке оказываются значительными, в профилях группы В предполагается ступенчатое или плавное торможение на входе; в первом случае входной участок состоит из ломаных линий, во - втором - спинка на входе вогнутая. Опыты, проведенные в КАИ В.Б.Панфиловым, показали, что решетки для работы с $M_{N_1} = 2,4$ имеют малые потери при организации на входе трех косых скачков. Профили МЭИ группы В, включенные в атлас [7], имеют прямолинейный входной участок с одним головным скачком на входе.

При любом способе потока на входе желательно, чтобы средняя криволинейная часть канала была суживающе-расширяющейся. Здесь поток сначала тормозится, затем ускоряется. Минимальное сечение располагается внутри канала. Выходная часть может быть выполнена прямолинейной или построена методом характеристик.

Подробное изложение метода построения сверхзвуковых решеток имеется в литературе, например, в работе [6].

В турбинах ЖРД применяются симметричные профили с прямолинейными входными и выходными участками спинки. Такие профили на больших скоростях ($\lambda_{n1} > 1,6$) будут иметь низкие скоростные коэффициенты ($\psi \leq 0,85$), и направление потока на выходе из решетки не будет соответствовать направлению выходной кромки, что необходимо учитывать в расчетах.

§5.3. Сопловые и рабочие лопатки дозвуковых турбин

При проектировании решетки необходимо, с одной стороны, выдержать ее размеры, полученные расчетом турбины ТНА (высоты лопаток h_1 или h_2 ; степень парциальности ε , или ε_2 ; углы выхода потока из решетки α , или β_2), с другой стороны, выбрать хорду решетки, оптимальный шаг и число лопаток, радиусы входной и выходной кромок.

Наиболее целесообразный путь проектирования — использование заводских нормалей профилей или профилей, рекомендованных научно-исследовательскими организациями. Это тем более удобно, что для таких профилей указываются желательные величины шага, угла установки, угла атаки, значения скоростных коэффициентов φ и ψ . Если подходящего профиля в имеющихся материалах нет, то можно указать следующие основные положения для построения профилей.

Оптимальная хорда лопатки выбирается по соотношению к ее высоте; по данным Харьковского политехнического института для сопловых лопаток

$$b_{opt} = (1,4 \div 1) h_1,$$

где b — хорда лопатки.

Для рабочих лопаток оптимальная хорда $b_{opt} = h_2 / 3$.

Для коротких лопаток, у которых $h \leq 15$ мм, хорда профиля $b > 1,4 h$ и может достигать до $b \approx 2h$.

Оптимальный шаг решетки определяется по формуле, предложенной А.Г.Клебановым и Б.И.Мамаевым:

$$\bar{t}_{opt} = \left(\frac{t}{b} \right)_{opt} = (1 + \Delta \bar{t}_{opt}) K_{кр} \bar{t}_{opt0}, \quad (5.3)$$

здесь \bar{t}_{opt} — оптимальный шаг решетки;

\bar{t}_{opt0} — оптимальный шаг решетки при нулевой толщине выходной кромки и при $\lambda_r = 0,8$:

$$\bar{t}_{opt_0} = \left(\frac{1,727}{K} - 0,869 \right) \frac{1}{\sqrt[3]{\theta}} - \frac{1,71}{K} + 1,604 \quad \text{для } 1 < K < 1,5;$$

$$\bar{t}_{opt_0} = \frac{0,327}{K^{0,271} \sqrt[3]{\theta}} - \frac{0,994}{K^{0,225}} + 1,314 \quad \text{для } K > 1,5;$$

$K = \sin \beta_1 / \sin \beta_2$ для рабочих лопаток;

$K = \sin \alpha_0 / \sin \alpha$ для сопловых лопаток;

$\theta = [180 - (\beta_1 + \beta_2)] \frac{\pi}{180}$ - угол поворота потока в радианах;

$K_{кр}$ - поправочный коэффициент, учитывающий толщину выходной кромки,

$$K_{кр} = 1 - 15 \bar{S}_{вых}^2 + (3,75 \bar{t}_{opt_0} - 0,6) \bar{S}_{вых};$$

$\bar{S}_{вых} = \frac{S_{вых}}{\delta}$ - относительная толщина выходной кромки;

$\Delta \bar{t}_{opt}$ - поправочный коэффициент, учитывающий влияние режима работы,

$$\Delta \bar{t}_{opt} = -0,625 \lambda_c^2 + 0,48 \lambda_c + 0,016;$$

λ_c - приведенная скорость на выходе из решетки, равная

$$\lambda_c = \frac{C_u}{\sqrt{\frac{2K}{K+1} RT_0^*}} \quad \text{для сопловой решетки и} \quad \lambda_{w2l} = \frac{W_{2l}}{\sqrt{\frac{2K}{K+1} RT_w^*}} \quad \text{для рабочих.}$$

Число сопловых лопаток

$$Z_1 = \frac{\varepsilon \lambda d}{t_1}.$$

Число рабочих лопаток

$$Z_2 = \frac{\lambda d}{t_2}.$$

Если число лопаток Z получилось дробным, то необходимо округлить Z до целого числа и внести корректирование в величину шага t ; в парциальной турбине для сопловых лопаток можно внести изменение в первоначально выбранное значение степени парциальности ε , уточнив по вновь полученной величине ε высоту h_1 , ε_2 и h_2 .

Радиус входной кромки для сопловых и рабочих лопаток

$$r_{вх} = (0,025 \div 0,04) \delta.$$

Радиусы выходных кромок для сопловых лопаток

$$r_{вых} = (0,007 \div 0,015) \delta,$$

для рабочих лопаток

$$r_{вых} = (0,015 \div 0,02) \delta.$$

Для обеспечения угла $\alpha_1(\beta_2)$ должно быть выдержано условие

$$\sin \alpha_1(\beta_2) = a/t,$$

где a — горло решетки (рис.5.4).

Чтобы уменьшить возможность отрыва потока от поверхности профиля, последний следует выполнять постоянной кривизны или с радиусом кривизны, постепенно увеличивающимся от входа в канал к выходу из него.

Вогнутая поверхность лопатки часто описывается одним радиусом, что существенно упрощает обработку этой поверхности. Спинуку всегда приходится делать переменной кривизны; иногда ее строят по точкам, лежа-

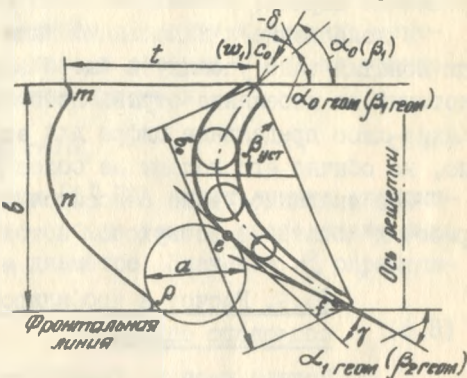


Рис.5.4. Профиль лопатки канала в решетке

щим на отрезке параболы, лемнискаты или другой подходящей кривой: в любом случае кривизна профиля должна уменьшаться от входа в решетку к выходу из нее. Если изогнутая поверхность также описывается какой-либо параболической кривой, то указанное выше правило сохраняет и здесь свою силу.

Особенно опасны переходы от плоской поверхности к криволинейной и обратно.

Наряду с очертанием профиля эффективность решетки характеризуется и формой канала между лопатками. Желательно, чтобы канал по ходу газа плавно сужался или (при активном об-

лопачивании) оставался с неизменным поперечным сечением. Для проверки в канал вписывается ряд окружностей, как показано на рис.5.5, ось канала выпрямляется, и из соответствующих точек на этой оси описываются окружности того же диаметра. Касательные к этим окружностям (рис.5.5 справа) определяют ширину выпрямленного канала и позволяют убедиться в плавности измене-

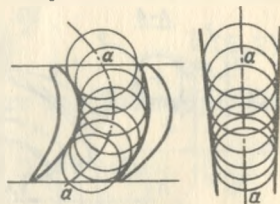


Рис.5.5. Конфузорный межлопаточный канал

ния этой ширины. Расширение выходной части канала, безусловно, не допускается; при этом надо учесть возможное уширение канала в радиальном направлении. В активных решетках, расширение входной части в некоторых случаях более благоприятно, чем постоянная ширина.

В дополнение к изложенным выше общим требованиям к профилю лопатки надо упомянуть еще о затылочном угле γ (см. рис. 5.4), который во избежание отрыва потока не следует делать большим. Какие-либо предельные цифры для этого угла пока указать трудно, но обычно его делают не более $10 - 15^\circ$.

Все сказанное выше относится к профилированию сопловых и рабочих лопаток в дозвуковом потоке.

§5.4. Расчет и профилирование безлопаточного соплового аппарата

Подача газа из газогенератора в сопловой аппарат турбины ТГА в ряде случаев по конструктивным соображениям осуществляется с помощью улитки. Так как поток газа, выходящий из улитки, может быть направлен под любым углом в окружном направлении, отличным от 90° , сопловой аппарат может быть выполнен безлопаточным. Как правило, безлопаточный сопловой аппарат (БСА) состоит из трех элементов (рис. 5.6): входного патрубка 1, улитки 2 и сопла 3.

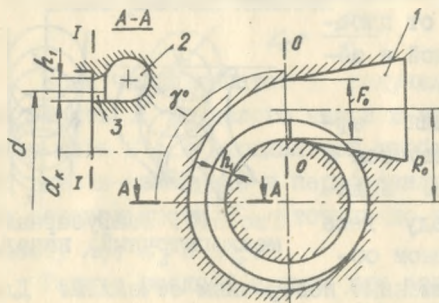


Рис. 5.6. Безлопаточный сопловой аппарат

Расчет геометрии БСА основан на использовании уравнений сохранения момента количества движения в улитке и сопле из-за отсутствия внешнего момента, а также уравнения расширения газа в сопле за счет уменьшения площади проходного сечения. Геометрия улитки должна обеспечивать равномерную подачу газа.

Для определения геометрии заданными величинами являются данные газодинамического расчета:

- α_1 - угол выхода потока из БСА;
 h_1 - высота направляющего канала БСА;
 d - диаметр среднего сечения направляющего аппарата;
 C_1 - скорость газа на выходе из БСА.

Порядок расчета БСА может быть следующим:

1. Найти параметр газа на входе в улитку и площадь сечения 0 - 0 (рис.5.6). Скорость газа в сечении 0 - 0 из уравнения сохранения момента количества движения

$$C_0 = \frac{d}{2R_0} C_1 \cos \alpha_1. \quad (5.4)$$

По экспериментальным данным [8] БСА имеет лучшие экономические показатели в том случае, когда улитка расположена выше сопла при одинаковом корневом диаметре. Значение R_0 определяется радиусом

$$R_0 = \sqrt{\frac{F_0}{\pi}}, \quad (5.5)$$

где F_0 - площадь сечения 0 - 0.

Из уравнения расхода

$$F_0 = \frac{G}{C_0 \rho_0}. \quad (5.6)$$

Сопоставление уравнений (5.4) и (5.6) показывает, что определение C_0 и R_0 возможно методом последовательного приближения. Первоначально следует принять $2R_0 = d$ и по уравнению (5.4) найти C_0 .

Работа расширения

$$H_{0y1} = \frac{C_0^2}{2} = \varphi_{0x}^2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_0^* \left[1 - \left(\frac{\rho_0}{\rho^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right], \quad (5.7)$$

здесь φ_{0x} - скоростной коэффициент входного конфузора, равный 0,97 - 0,98.

Отсюда статическое давление в сечении 0 - 0 равно

$$\rho_0 = \rho^* \left[1 - \frac{C_0^2}{2 \varphi_{0x}^2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_0^*} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5.8)$$

и температура

$$T_0 = T_0^* \left[1 - \frac{C_0^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_0^*} \right]. \quad (5.9)$$

Плотность газа

$$\rho_0 = \frac{\rho^*}{R T_0}.$$

По значениям C_0 и ρ_0 найти F_0 и z_0 [уравнения (5.6) и (5.5)].

Радиус R_0 (рис.5.6)

$$2R_0 = d_k + 2z_0. \quad (5.10)$$

После определения $2R_0$ необходимо вернуться к уравнению (5.4) и повторить расчет.

2. Определить параметры газа в произвольном сечении улитки $r-r$, где расход газа меньше расхода газа в сечении $0-0$

$$G_r = G \frac{r}{360 \cdot \varepsilon}. \quad (5.11)$$

Потребное уменьшение площади улитки при переходе от сечения $0-0$ к сечению $r-r$ происходит в двух плоскостях: в меридиональной и в плане, причем должно быть выдержано условие $\varepsilon R \geq d$.

Закон изменения радиуса R_r от R_0 в сечении $0-0$ до R в конце улитки можно принять линейным.

Тогда

$$R_r = R_0 - \frac{r}{360 \cdot \varepsilon} (R_0 - R). \quad (5.12)$$

Скорость газа

$$C_r = C_0 \frac{R_0}{R_r}. \quad (5.13)$$

Давление

$$p_r = p_0 \left[1 - \frac{C_r^2 - C_0^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_0} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}.$$

Температура

$$T_r = T_0 \left[1 - \frac{C_r^2 - C_0^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_0} \right].$$

Площадь газа

$$\rho_r = \rho_r / R T_r.$$

3. Определить геометрию улитки в сечении $r-r$.

Площадь

$$F_r = \frac{G_r}{G_r \cdot \rho_r}. \quad (5.14)$$

Если принять сечение улитки прямоугольным, то высота сечения

$$h_r = 2(R_r - R_k). \quad (5.15)$$

Ширина

$$\delta_r = \frac{F_r}{h_r} . \quad (5.16)$$

Так как острые углы в сечениях улитки недопустимы как с точки зрения газодинамики, так и технологии изготовления, углы необходимо закруглить с соответствующим увеличением ширины с целью сохранения площади F_r .

На этом расчет БСА заканчивается.

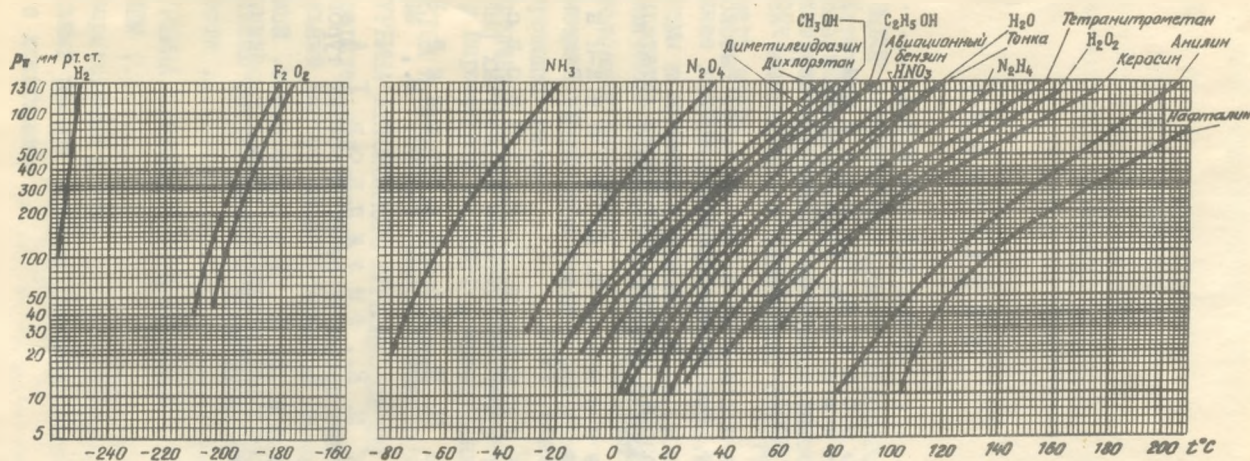
Безлопаточный сопловой аппарат может быть использован как в сверхзвуковых турбинах, так и в дозвуковых.

ФИЗИЧЕСКИЕ И ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКИХ ТОПЛИВ

Свойства	Размерность	Жидкий кислород	Жидкий водород	Азотная кислота	Перекись водорода 80%-ная	Керосин	Этиловый спирт 100%-ный	Бензин	Нитрометан
Относительная плотность	кг/м ³	1140	70	1500	1340	800	780	750	1140
Динамическая вязкость	н.с./м ²	$1,9 \cdot 10^{-3}$	$0,01 \cdot 10^{-3}$	$0,9 \cdot 10^{-3}$	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-3}$	$1,2 \cdot 10^{-3}$	$0,9 \cdot 10^{-3}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$
Температура кипения	К	90	20	359	404	426 - 561	351	308 - 458	374
Температура плавления	К	55	13	231	251	233	156	153 до 123	244
Биологическое воздействие	-	сильные ожоги при экспозиции в несколько секунд	сильные ожоги при экспозиции в несколько секунд	очень токсична, быстро разрушает животные ткани	ядовита, разрушает животные ткани	слабо токсичен	токсичен	слабо токсичен	слабо токсичен
Действие на металлы	-	большинство делает хрупкими	большинство делает хрупкими	очень агрессивна	агрессивна, многие металлы ускоряют разложение	не действует	не действует	не действует	агрессивен
Действие на органические материалы	-	многие делают хрупкими	многие делают хрупкими	вступает в реакцию	вступает в реакцию, начинающуюся часто самопроизвольно	слабо растворяет	растворяет	растворяет	хорошо растворяет
Опасность возникновения пожара	-	большая	большая	большая, но легко устранима путем разбавления	большая, но легко устранима путем разбавления	средняя	средняя	большая	взрывается в горячем состоянии

Приложение 2

Зависимость давления упругости паров от температуры для различных жидкостей



ЛИТЕРАТУРА

1. Белоусов А. И., Косицын И. П., Рождественский С. Н. Гидрогазодинамическое проектирование турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов. Учебное пособие. Куйбышев, 1974 (Куйбышевский авиационный институт).

2. Боровский Б. И. и др. Высокооборотные лопаточные насосы. М., Машиностроение, 1975.

3. Локай В. И., МаксUTOва М. К., Стрункин В. А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. М., Машиностроение, 1979.

4. Мелькумов Т. М., Мелик-Пашаев Н. И., Чистяков П. Г., Шиуков А. Г. Ракетные двигатели. М., Машиностроение, 1976.

5. Овсянников Б. В., Боровский Б. И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М., Машиностроение, 1971.

6. Дейч М. Е., Трояновский Б. М. Исследование и расчеты ступеней осевых турбин. М., Машиностроение, 1964.

7. Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. М., Машиностроение, 1965.

8. Фролов В. В., Голубцов В. М. К расчету безлопаточных сопловых аппаратов осевых турбинных ступеней. - Теплоэнергетика, 1972, № 9.

СО Д Е Р Ж А Н И Е

Введение	3
Г л а в а 1. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ НАСОСОВ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА	5
§ 1.1. Ограничение угловой скорости насоса окислителя из-за возникновения кавитации. Оптимальный диаметр входа	5
§ 1.2. Влияние коэффициента быстроходности n_s на па- раметры и геометрию насоса	9
§ 1.3. Ограничение угловой скорости и напора ступени по условиям прочности	10
§ 1.4. Некоторые нормативные данные для расчета и про- ектирования шнека	10
§ 1.5. Определение размеров центробежного колеса	11
§ 1.6. Выбор параметров насоса горючего	12
Г л а в а 2. МЕТОД И ПРИМЕР РАСЧЕТА НАСОСА	13
Г л а в а 3. ТУРБИНА АВТОНОМНОГО ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА	25
§ 3.1. Предварительный расчет	25
§ 3.2. Детальный расчет одноступенчатой активной турбины	28
§ 3.3. Детальный расчет турбины с двумя ступенями скорости	31
Г л а в а 4. ТУРБИНА ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА С ДОЖИГА- НИЕМ	36
§ 4.1. Предварительный расчет	37
§ 4.2. Детальный расчет турбины турбоначосного агре- гата с дожиганием	43

Г л а в а 5. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕШЕТОК	48
§ 5.1. Сопловой аппарат сверхзвуковой турбины	48
§ 5.2. Рабочие лопатки активных турбин	49
§ 5.3. Сопловые и рабочие лопатки дозвуковых турбин.	51
§ 5.4. Расчет и профилирование безлопаточного сопло- вого аппарата	54
ПРИЛОЖЕНИЯ	58
ЛИТЕРАТУРА	60

Лев Васильевич Горюнов
Махфузя Каримовна МаксUTOва

ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Учебное пособие

Редактор Л.П.Ермолаева Корректор А.К.Мустафина
Технический редактор С.В.Фокеева

ПФ 07354. Подписано к печати 29/ХП 1979г.
Формат 60x84 1/16. Бумага писчая. Печать офсетная.
Физ.п.л.4,0 Усл.п.л. 3,72. Уч.-изд.л.3,98. Тираж 200.
Заказ А138/Ф 80. Цена 24 коп.
Тематический план на 1979г. Позиция 2124.

Ротапонт Казанского ордена Трудового Красного Знамени
авиационного института им.А.Н.Туполева.
Казань, К.Маркса, 10.