

Методические указания предназначены для студентов факультета корабельной энергетики ГМТУ при выполнении ими курсового проекта по дисциплине "Агрегаты наддува двигателей", а также соответствующих разделов дипломного проекта. Приводятся основные требования, порядок выполнения разделов проекта, даются необходимые пояснения по расчету агрегатов и элементов системы воздухообеспечения, справочные и опытные данные, рекомендации по выполнению чертежей и пояснительной записки.

ГОРДЕЕВ Петр Андреевич

Агрегаты наддува двигателей внутреннего сгорания

Методические указания
по курсовому и дипломному проектированию

© СПбГМТУ
2000.

Ответственный редактор канд. техн. наук, доцент *В.К. Румб*
Редактор *Т.Б. Симоненко*
Корректор *Н.Ф. Сухина*

Подписано в печать 17.03.2000. Зак. 1575. Тир. 150. Уч.-изд. л. 4,0.
Изд. центр СПбГМТУ, ул. Лоцманская, д. 10.

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Курсовой проект "Агрегаты наддува двигателей" является завершающим этапом в изучении дисциплины "Агрегаты наддува двигателей" и выполняется в VII семестре студентами специальности "Двигатели внутреннего сгорания" как часть 2-я курсовых проектов по ДВС VI-X семестров. Цель проекта - закрепление и углубление знаний по дисциплинам "Теория ДВС" и "Агрегаты наддува двигателей", приобретение навыков расчетной и конструкторской работы, пользования специальной литературой и составления отчетной технической документации.

2. СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект выполняется на основании задания, выдаваемого в VI семестре на проектирование двигателя, в котором указываются тип двигателя, номинальная мощность, частота вращения, схема наддува, прототип, назначение.

Пояснительная записка во проекту (объем 20-30 стр.) должна включать в себя разделы:

1. Обоснование принятой системы наддува, выбор и обоснование типа и числа агрегатов наддува, общей компоновки системы.
2. Выбор и обоснование исходных данных для расчета агрегатов и элементов системы наддува.
3. Определение размеров и обоснование компоновки выпускной и впускной систем двигателя.
4. Расчеты компрессора, воздухоохладителя и газовой турбины.
5. Заключение по проекту и перечень использованной литературы.

Графический материал по проекту представляется в следующем виде: общее расположение агрегатов на двигателе, габаритный чертеж (2-3 проекции), формат А2; продольный разрез турбокомпрессора, 1 л, формат А1; расчетные эскизы в пояснительной записке (схемы проточных частей с размерами и треугольники скоростей в элементах компрессора и турбины; схемы теплообменной поверхности охладителя воздуха с обозначением основных размеров).

Окончательное оформление пояснительной записки и графических материалов производится после предъявления черновых материалов и результатов расчетов руководителю. Оформленные записка и чертежи подписываются руководителем за 3-5 дней до защиты.

Защита проекта - в комиссии из 2-3 преподавателей.

ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ:

АД – автомобильный двигатель;	КН – комбинированный наддув;
АН – агрегаты наддува;	ЛД – лопаточный диффузор;
БД – безлопаточный диффузор;	МН – механический наддув;
ВО – воздухоохладитель;	ПрК – приводной компрессор;
ВОД – высокооборотные двигатели;	РК – рабочее колесо;
ГТ – газовая турбина;	РТ – радиальная турбина;
ГТМ – газотурбинный наддув (с механической связью ТК и Д);	СА – сопловой аппарат;
ГТН – газотурбинный наддув (свободный ТК);	ТК – турбокомпрессор, ряд ТК с ОТ;
Д – двигатель	ТКР – турбокомпрессор с РТ, ряд ТКР;
ДН – двухтактный Д с наддувом;	ЧН – четырехтактные Д с наддувом.
К – компрессор;	

3. ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА АГРЕГАТОВ НАДДУВА

Исходная база для расчета и проектирования АН - тепловой расчет рабочего цикла Д, выполняемый в курсовой работе VI семестра по дисциплине "Теория ДВС". В случае необходимости возможны некоторые уточнения и изменения.

3.1. МОЩНОСТЬ И РАСХОД ВОЗДУХА ДВИГАТЕЛЯ

Мощность Д окончательно подтверждается результатами теплового расчета с учетом базовых данных по прототипу, выбора D, S и числа цилиндров, заданной частоты вращения и расчетной величины среднего эффективного давления по следующей зависимости:

$$N_e = \frac{V_s \cdot n \cdot i \cdot z \cdot P_e}{60}, \text{ кВт},$$

где $V_s = \frac{\pi D^2}{4} S$ - рабочий объем цилиндра, м³; n - частота вращения, об/мин; z - коэффициент тактности: 1/2 для ЧН и 1 для ДН; i - число цилиндров;

P_e - среднее эффективное давление, кПа.

Обычно эффективная мощность округляется до десятков киловатт с корректировкой, если необходимо, по P_e в пределах 1-2%.

Число цилиндров выбирается проектантом с учетом принятой схемы наддува, данных по прототипу, назначения и принимаемой компоновки Д.

Расход воздуха (в тепловом расчете не определяется) находится по формуле

$$G_a = \frac{V_s \cdot n \cdot i \cdot z \cdot \eta_n \cdot \gamma_k \cdot \varphi_a}{60} = \frac{V_s \cdot n \cdot i \cdot z \cdot \gamma_k \cdot \varphi_k}{60}, \text{ кг/с},$$

где η_n - коэффициент наполнения; γ_k - плотность воздуха на входе в Д, кг/м³; φ_a - коэффициент продувки; φ_k - коэффициент избытка продувочного воздуха.

Рекомендуется проверить взаимосвязи между параметрами газообмена (использованными в тепловом расчете) по соотношению

$$\varphi_a = \frac{\varphi_k}{\eta_n} = \frac{\alpha_{\Sigma}}{\alpha}$$

Из пяти параметров произвольно задавать можно лишь три, два других - из приведенного соотношения. Массовая плотность воздуха перед Д будет:

$$\gamma_k = \frac{P_k \cdot 10^3}{R \cdot T_k} = 3.484 \cdot \frac{P_k}{T_k}, \text{ кг/м}^3,$$

где $R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - газовая постоянная воздуха; P_k - давление наддува перед Д, кПа; T_k - температура воздуха перед Д, К.

Параметры P_k, T_k принимаются по тепловому расчету. Важно проверить $T_k \geq (315 - 320)$, дабы обеспечить приемлемый перепад температур воздух-вода в воздухоохладителе (ВО). Для высокооборотных (ВОД) и форсированных Д T_k может быть выше 320К по компоновочным соображениям. В автомобильных Д (АД) необходимо оценивать приемлемое значение T_k с учетом типа ВО (воздух-вода или воздух-воздух) и возможности компоновки ВО.

Расход воздуха в Д необходимо проверить и через расход топлива

$$G_e = \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha_{\Sigma} \cdot L_0}{3600},$$

где $\alpha_{\Sigma} = \alpha \cdot \varphi_a$ - суммарный коэффициент избытка воздуха; g_e - удельный, эффективный расход топлива, кг/кВт.ч; $L_0 = 14.33$ - теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг.

Расход воздуха в компрессоре (К) определяется с учетом принятой схемы наддува, числа ТК, их компоновки, кг/с

$$G_k = G_a \cdot \frac{i_{TK}}{i} \cdot k_3;$$

где i_{TK} - число цилиндров, обслуживаемых рассчитываемым К;
 $k_3 \approx 1.0 - 1.03$ - коэффициент запаса на утечки, уплотнения.

Если на Д устанавливается один турбокомпрессор (ТК), $i_{TK} = i$ и $G_k = G_a$. В схемах комбинированного наддува (КН) расходы воздуха в ТК и приводном (ПрК) могут различаться, когда $i_{TK} \neq i$. В схемах с двухступенчатым ГТН возможны варианты с $(i_{TK})_{ВД} \neq (i_{TK})_{НД}$, т.е. числа цилиндров, подсоединяемых к ТК высокого давления (ВД) и низкого давления (НД), неодинаковы.

Для расчета АН необходимо задавать параметры окружающей среды. Обычно полагают $P_o = (100 - 101) \text{ кПа}$, а $T_o = (288 - 293) \text{ К}$.

3.2. ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА

Для расчета и разработки К, кроме расхода воздуха, необходимо знать степень повышения давления π_k , адиабатную работу $l_{ак}$ и КПД К. Все эти параметры берутся из расчета рабочего цикла Д. При необходимости корректировка ведется следующим образом.

Степень повышения давления в рассчитываемом К оценивается с учетом схемы наддува. В одноступенчатых схемах сжатия воздуха (МН, ГТН, ГТМ, ГТН с силовой турбиной) имеем:

$$\pi_k = \frac{P_k}{P_o}$$

где $P_k = P_k + \Delta P_{ак}$ - давление нагнетания; $P_o = P_o - \Delta P_o'$ - давление на входе в К; $\Delta P_{ак}$, $\Delta P_o'$ - сопротивления ВО и на входе в К.

Давление наддува P_k (на входе в Д) обычно задано и определяется исходя из уровня форсирования Д по P_c . Сопротивления на входе в К обычно не превышают $\Delta P_o' = 0 - 3 \text{ кПа}$, причем большие значения относятся к радиально-круговому и коленообразному входным устройствам. При осевом входе без фильтров-глушителей можно полагать $\Delta P_o' \approx 0$.

В комбинированных схемах наддува чаще всего в качестве K_1 - компрессора первой ступени сжатия применяется ТК, а в качестве второй - приводной $ПрК_{II}$. Охладители воздуха могут устанавливаться за каждой ступенью сжатия воздуха либо только между K_1 и $ПрК_{II}$. В общем слу-

чае оценка потребной π_k в ТК ведется так: Зная P_k , находим давление нагнетания за $ПрК_{II}$: $P_{к1} = P_k + \Delta P_{ак2}$, где $\Delta P_{ак2}$ - сопротивление ВО за $ПрК_{II}$. Для уменьшения затрат на привод $ПрК_{II}$ степень повышения давления в нем выбирается минимально допустимой порядка $\pi_{к2} \leq 1.05 - 1.2$. Выбираем $\pi_{к2}$ и, зная $P_{к1}$, находим $P_{к1}' = P_{к1} / \pi_{к2}$ - давление на входе в $ПрК_{II}$. В итоге степень повышения давления $\pi_{к1}$ в TK_1 (первая ступень сжатия воздуха) будет $\pi_{к1} = P_{к1}' / P_o$, где $P_k = P_{к1} + \Delta P_{ак1}$, а $P_o = P_o - \Delta P_o'$.

Сопротивления воздухоохладителей обычно (с учетом требований ГОС-Та) принимают в пределах $\Delta P_{ак} \approx (1 - 6) \cdot \text{кПа}$.

Для двухступенчатого ГТН в качестве оптимальной принимается схема с ТК низкого и высокого давления, т.е. в сочетаниях $TK_{нд}$, ($ГТ_2$ низкого давления, вторая ступень по расширению газа и K_1 низкого давления - первая ступень сжатия воздуха) и $TK_{нд}$ из $ГТ_1$ и K_2 . Простейшая схема разделения работ между $TK_{нд}$ и $TK_{нд}$ - одинаковые степени повышения давления $\pi_{к1} \approx \pi_{к2}$. В этом случае их значения оцениваются по соотношению

$$\pi_{к1} \approx \pi_{к2} = \sqrt{\frac{P_k}{P_o \cdot \sigma_{ак}}}$$

где P_k, P_o - давления наддува и на входе в K_1 ; $\sigma_{ак} = \sigma_{ак1} \cdot \sigma_{ак2}$ - общий коэффициент восстановления давления в OB_1 и OB_2 , соответственно; $P_k, P_{к1}$ - давления нагнетания за K_1 и K_2 ; $P_{к1}, P_k$ - давления за OB_1 и OB_2 .

В ряде случаев возможны варианты с $\pi_{к1} \neq \pi_{к2}$, подобная ситуация может быть в схемах с регулированием P_k за счет перепуска газа между ступенями и т.п.

Потребная мощность на привод К, кроме расхода воздуха, зависит от адиабатной работы и КПД компрессора. Как известно, адиабатная работа К определяется по формуле

$$l_{ak} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_a \cdot (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) =$$

$$= 1.005 \cdot T_a \cdot (\pi_k^{0.286} - 1) \cdot \text{кДж/кг}$$

где $k = 1.4$; $R = 0.287 \cdot \frac{\text{кДж/кг} \cdot \text{К}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; T_a - температура воздуха на входе в К, обычно принимают $T_a = T_0$.

Для прикидочных расчетов удобно пользоваться таблицами функции $\overline{\Delta t_{ak}} = f(\pi_k) = (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)$, приводимыми в справочниках [5], [8], [13] и в приложении 1 к данным указаниям; $\overline{\Delta t_{ak}}$ дает относительное повышение температуры в адиабатном процессе сжатия, т.е.

$$\overline{\Delta t_{ak}} = \Delta T_{каг} / T_a = \Delta t_{ak} / T_a$$

Мощность К будет:

$$N_k = \frac{G_k \cdot l_{ak}}{\eta_k}, \text{кВт}$$

где $\eta_k \approx 0.68 - 0.84$ - в зависимости от размеров К и совершенства проточной части.

Для отечественных ТК по ГОСТ-9658 оговариваются минимально допустимые КПД К с безлопаточным диффузором на уровне 0,68-0,76, а с лопаточным диффузором не ниже 0,75-0,8 при D_2 70 - 640 и 140 - 640 мм соответственно. В табл. 1 приведены рекомендуемые диапазоны средних значений η_k и коэффициента напора $\overline{H}_k = 2 \cdot l_{ak} / U_2^2$ по данным справочников [5], [8], [13]. В моделях ТК, изготавливаемых по новым технологиям на обрабатывающих центрах с ЧПУ, при загибе лопаток РК назад можно принимать η_k в пределах 0,78-0,84 при \overline{H}_k более высоких, чем в табл. 1 на 0,05-0,1 (на расчетном режиме).

3.3. ПАРАМЕТРЫ ЗАРЯДА В ВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ

Определение размеров отдельных участков воздушного тракта ведут по объемному расходу воздуха. Например, для схемы ГН со свободным ТК и ВО имеем: на участке К-ВО параметры воздуха равны P_k и T_k , а на участ-

ке ВО-Д - P_d , T_d ; соответственно получим $Q_k = \frac{G_k}{\gamma_k}$ и $Q_d = \frac{G_k}{\gamma_d}$, где

$$\gamma_k = 3.484 \cdot \frac{P_k}{T_k} \text{ и } \gamma_d = 3.484 \cdot \frac{P_d}{T_d}$$

Таблица 1
Показатели отечественных турбокомпрессоров [3], [5], [8], [12], [13]

$D_2, \text{мм}$	БЕЗЛОПАТОЧНЫЙ ДИФФУЗОР		ЛОПАТОЧНЫЙ ДИФФУЗОР		η_m
	η_k	\overline{H}_k	η_k	\overline{H}_k	
85 - 110	0.68 - 0.72	1.18 - 1.25	0.72 - 0.76	1.25 - 1.30	0.70 - 0.74
140 - 180	0.72 - 0.75	1.22 - 1.28	0.75 - 0.80	1.30 - 1.35	0.74 - 0.76
230 - 380	0.74 - 0.77	1.25 - 1.32	0.77 - 0.83	1.35 - 1.42	0.76 - 0.78
500 - 640	0.75 - 0.78	1.30 - 1.35	0.78 - 0.84	1.38 - 1.45	0.78 - 0.80

3.4. ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Из теплового расчета Д принимаем $\Delta T_{ox} = T_k - T_d$ и $\Delta P_{ox} = P_k - P_d$ для одноступенчатой схемы наддува. Как правило, $\Delta T_{ox} = 30 - 100 \text{град}$ и более, а $\Delta P_{ox} = (1 - 6) \cdot \text{кПа}$.

У ВОД при относительно высоких P_k значения ΔT_{ox} могут быть меньше, а ΔP_{ox} несколько больше рекомендуемых значений. Расход воздуха в ВО, как правило, равен расходу воздуха в К, т.е. G_k , но при V-образной или более сложной компоновке цилиндров возможны иные комбинации (один ВО на два ТК или несколько ВО на один ТК и т.д.). Соответственно этому вносятся коррективы по расходу воздуха в проектируемом ВО.

3.5. ПАРАМЕТРЫ ГАЗА В ВЫПУСКНОМ КОЛЛЕКТОРЕ

Давление P_m и температуру T_m газов в выпускном коллекторе принимают по результатам теплового расчета. Обычно на номинальном режиме имеем:

$$\text{для ЧН} \quad P_m = (0.85 - 0.95) \cdot P_k, \quad T_m = (725 - 925) \cdot \text{К};$$

$$\text{для ДН} \quad P_m = (0.75 - 0.92) \cdot P_k, \quad T_m = (625 - 775) \cdot \text{К}.$$

В выхлопном трубопроводе за ГТ принимаем $P_2 = (101 - 104) \cdot \text{кПа}$, а T_2 (за ГТ) уточняется в ходе расчета ГТ.

Расход газов в турбине в первом приближении можно принять равным расходу воздуха в К G_k , либо рассчитать по формуле

$$G_m = \frac{G_a \cdot i_{mk}}{i} \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha_{\Sigma} \cdot L_0} \right)$$

Для определения размеров выпускного коллектора и выпускного трубопровода (за ГТ) определяется объемный расход газов, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_m = \frac{G_m}{\gamma_m}, Q_2 = \frac{G_m}{\gamma_2}, \text{ где } \gamma_m = 3.484 \cdot \frac{P_m}{T_m}, \text{ и } \gamma_2 = 3.484 \cdot \frac{P_2}{T_2}$$

3.6. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ИЗОБАРНОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ $P_m = \text{const}$

Уточнение расчетных параметров ГТ $P_m = \text{const}$ из теплового расчета Д ведется по следующей схеме. Оценивается ожидаемый КПД ГТ $\eta_m = 0.7 - 0.84$ (см. табл. 1). Под η_m будем понимать эффективный КПД ГТ, т.е. $\eta_m = \eta_{mk} \cdot \eta_{im}$, где η_{mk} - механический КПД ТК, обычно принимаемый в пределах $\eta_{mk} = (0.94 \div 0.98)$, а $\eta_{im} = (0.78 \div 0.90)$ - внутренний КПД ГТ. Это позволяет оценить общий КПД ТК $\eta_{mk} = \eta_k \cdot \eta_m$. До середины 80-х гг. значения η_{mk} не выходили за пределы 0,5-0,66. В настоящее время в новых ТК с $D_2 \geq (400 - 500) \text{ мм}$ удается получить η_{mk} до 0,7 - 0,72 (ряд фирм дают $\eta_{mk} \approx 0.75$). Следует все же иметь в виду, что эти значения η_{mk} получены по параметрам торможения на входе и выходе, что завышает η_{mk} на 2-3% по сравнению с КПД по статическим параметрам (отечественная практика расчетов ТК дизелей).

Зная η_{mk} , находим адиабатную работу ГТ, Дж/кг:

$$l_{am} = \frac{G_k \cdot l_{ak}}{G_m \cdot \eta_{mk}} \cdot 10^3, \text{ откуда } \pi_m = \frac{1}{\left[1 - \frac{l_{am} (K_m - 1)}{K_m \cdot R_m \cdot T_m} \right]^{K_m - 1}}$$

и $P_m = \pi_m \cdot P_2$.

Здесь $K_m = 1.33 - 1.38$ - показатель адиабаты для газов; $R_m \approx 285 - 287$ - газовая постоянная, Дж/(кг·К); T_m, P_m - температура и давление газов перед ГТ; $\pi_m = P_m / P_2$ - степень понижения давления в ГТ.

Для прикидочных расчетов удобно пользоваться табулированными значениями

$\overline{\Delta l_{am}} = \frac{\Delta l_{am}}{T_m}$, см. [5], [8], [13] и приложение 1, по следующим зависимостям:

$$\pi_m = \frac{1}{(1 - \overline{\Delta l_{am}})^{K_m - 1}}, \overline{\Delta l_{am}} = \frac{l_{ak}}{K_m \cdot R_m \cdot T_m} \approx \frac{l_{am}}{1130 \cdot T_m}$$

где принято: $R_m = 287$ и $K_m = 1.34$.

Для двухтактных двигателей с наддувом - ДН важно иметь P_m не более $(0.9 - 0.92) \cdot P_k$, чтобы обеспечить достаточный перепад давлений $\Delta P_n = (P_k - P_m)$ на продувку цилиндра. Если это условие не соблюдается, расчет корректируется до обеспечения требуемого перепада на продувку либо вносятся необходимые изменения в систему наддува.

3.7. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ $P_m = \text{var}$

При разделенном выхлопном коллекторе, его малых объемах, сечении и длине, при $i_{mk} = 2 - 4$, необходимо вносить поправки в расчетные параметры ГТ с учетом импульсности потока газов. Поскольку на установившемся режиме Д $P_m = \text{const}$, при значительных колебаниях P_m перед ГТ отношение u/c_{ag} меняется в широких пределах, что ведет к большим изменениям и падению КПД ГТ. Правильный выбор расчетных значений расхода газа, адиабатной работы, давления и температуры газа перед ГТ обеспечивает минимальное снижение КПД ГТ при ее работе в пульсирующем потоке газа. Определение расчетных параметров импульсной турбины целесообразно проводить по методике ЦНИДИ [5], [8], [13].

По графику на рис. 1, построенному на основании обработки выхлопных импульсов Д с наддувом, определяют, в зависимости от P_x , отношение максимального избыточного давления выхлопного импульса

$\Delta P_{\max} = (P_{\max} - P_0)$ к среднему избыточному давлению $\Delta P_m = (P_m - P_0)$. Для ДН значения $\Delta P_{\max} / \Delta P_m$ можно брать ближе к верхней ограничительной кривой либо даже на 0.5–1.0 выше. По найденному значению $\Delta P_{\max} / \Delta P_m$ (график на рис. 2) находят поправочный коэффициент η_n , характеризующий уменьшение КПД ГТ с учетом числа цилиндров, подключенных в один выхлопной коллектор ($i_{mk} = 2, 3$ или 4).

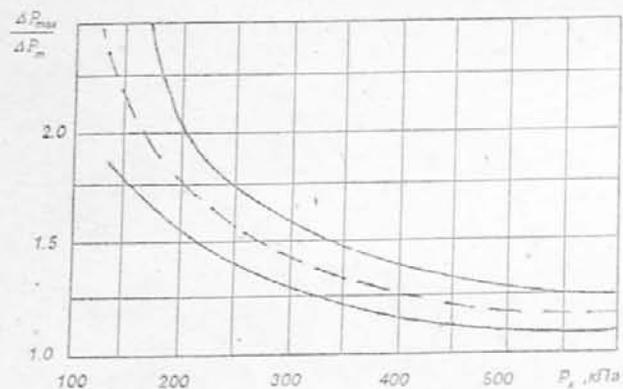


Рис. 1. Зависимости $\Delta P_{\max} / \Delta P_m$ от P_k

Это позволяет найти КПД ГТ $P_m = \eta_{GT}$ по соотношению $\eta_{mv} = \eta_m \cdot \eta_n$, где η_m - КПД аналогичной по размерам ГТ $P_m = const$. Необходима при этом (средняя) адиабатная работа ГТ, Дж/кг:

$$l_{am} = \frac{l_{ak} \cdot G_k}{\eta_{mv} \cdot \eta_k \cdot G_m} \cdot 10^3$$

По опытным данным в ЦНИДИ построены графики для ОТ и РТ (рис.3) для определения поправочных коэффициентов по напору k_l и по расходу k_G в зависимости от избыточного давления наддува $\Delta P_k = (P_k - P_0)$, i_{mk} и типа ГТ. Определяя по соответствующим графикам k_l и k_G , легко находим расчетные значения напора и расхода: $l_{amp} = k_l \cdot l_{am}$ и $G_{mp} = k_G \cdot G_m$.

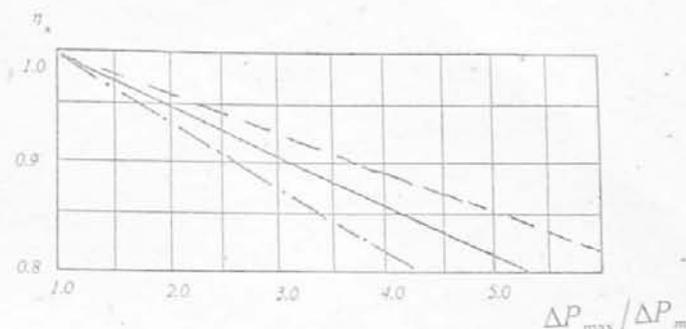


Рис.2. Зависимость η_n импульсной ГТ от $\Delta P_{\max} / \Delta P_m$:
 - - - без учета перетекания;
 — с учетом перетекания, $i_{mk} = 3$;
 - · - $i_{mk} = 2$

Для определения расчетных температуры и давления газов перед ГТ поступают так. Адиабатный перепад температур в ГТ будет

$$\Delta t_{am} = \frac{l_{am}}{k_m \cdot R_m} \approx \frac{l_{am}}{1130} \cdot (k_m - 1)$$

температура газов за ГТ

$$T_2' = T_m - \Delta t_{am} \cdot \eta_{im} \cdot \eta_n$$

где T_m - средняя температура газов перед ГТ; η_{im} - внутренний КПД ГТ $P_m = const$.

Далее последовательно определяются:

- расчетная температура газов перед импульсной ГТ

$$T_{mp} = T_2' + \frac{l_{amp} \cdot \eta_{im}}{k_m \cdot R_m} \approx T_2' + \frac{l_{amp} \cdot \eta_{im}}{1130} \cdot (k_m - 1)$$

- относительное адиабатное снижение температуры в ГТ

$$\frac{\Delta t_{amp}}{T_{mp}} = \frac{l_{amp}}{k_m \cdot R_m \cdot T_{mp}} \approx \frac{l_{amp}}{1130 \cdot T_{mp}} \cdot (k_m - 1)$$

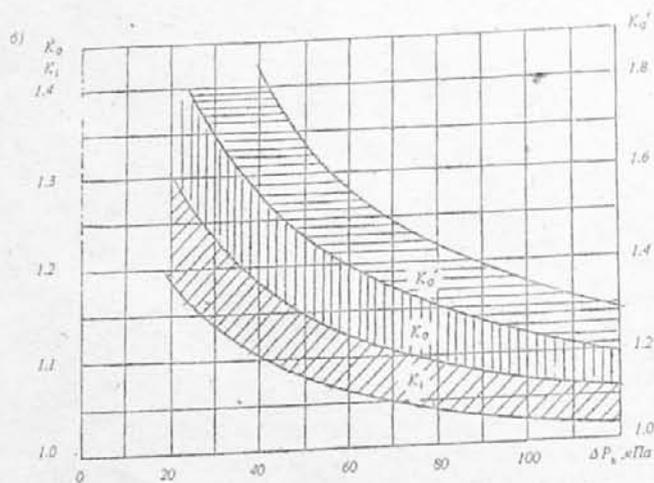
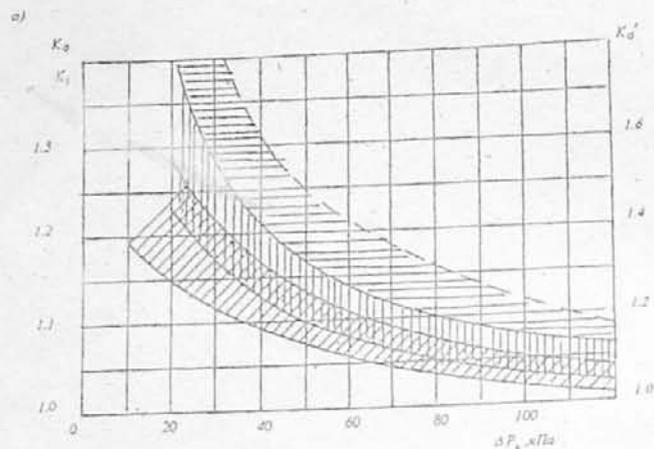


Рис.3. Зависимость коэффициента k_G и k_i от ΔP_k для четырехтактных двигателей при выпуске газа: из трех цилиндров, $i_{mk} = 3$ - k_G ; k_i ; из двух цилиндров, $i_{mk} = 2$ - k_G ; k_i , а - осевая ГТ, б - радиальная ГТ

- расчетная степень понижения давления в ГТ

$$\pi_{mp} = \frac{1}{(1 - \Delta t_{amp})^{\frac{k_m}{k_m - 1}}}$$

- расчетное давление перед ГТ $P_{mp} = \pi_{mp} \cdot P_2$

Опыт ЦНИДИ показывает, что при таком выборе расчетных значений импульсной ГТ ее КПД оказывается близким к максимально возможному. Это позволяет рассчитывать импульсную ГТ как обычную ГТ с $P = const$, но по расчетным значениям G_{mp} , I_{amp} , T_{mp} , π_{mp} . В дальнейшем изложении эти параметры даются без индекса "р".

4. ВПУСКНАЯ И ВЫПУСКНАЯ СИСТЕМА

4.1. ВПУСКНАЯ СИСТЕМА

Основные требования:

1. минимальные сопротивления;
2. пульсации давления и скорости;
3. удобство компоновки на Д.

Расчетные значения скоростей в наддувочном коллекторе определяются по формулам:
на участке от К до ВО

$$w'_k = Q'_k / f'_k$$

на участке от ВО до Д

$$w_k = Q_k / f_k$$

где f_k , f'_k - поперечные сечения соответствующих участков коллектора. Как правило, эти скорости не должны превышать 10-30 м/с.

Относительные диаметры впускных коллекторов в ЧН составляют $d_k / D = (0.5 - 0.9)$, а в ДН $d_k / D = (0.9 - 1.6)$, где D - диаметр цилиндра. Во многих современных судовых дизелях функции впускного тракта выполняет внутренняя полость сухого блока цилиндров. Более сложные схемы впускных систем с использованием волновых процессов применяются в АД [16].

4.2. ВЫПУСКНАЯ СИСТЕМА

Главные требования:

1. минимальные потери энергии газов на пути от Д до ГТ;
2. эффективное срабатывание энергии газов в турбине;
3. высокое качество газообмена во всех цилиндрах при достаточном перепаде на продувку цилиндра $\Delta P_n = (P_k - P_m)$;
4. оптимальный сдвиг по фазе выпуска цилиндров, объединяемых в общий коллектор;
5. минимальный объем, длина и сечение коллектора в схемах $P_T = \text{var}$ и др.

Средняя скорость газа в выпускном коллекторе на участке от Д до ГТ будет:

$$w_m = Q_T / f_m, \text{ а в выпускном трубопроводе за ГТ } w_2 = Q_2 / f_2,$$

где f_m, f_2 - поперечные сечения коллектора и трубопровода.

Обычно допускают w_m до $(30-100) \text{ м/с}$, наибольшие значения у выпускных систем с ГТ $P_T = \text{var}$, а $w_2 = (10-30) \text{ м/с}$. На судах торгового флота выпускной трубопровод целесообразно иметь наибольшим (из возможных) по диаметру для снижения противодействия за ГТ до 200-300 мм вод.ст.

Как выхлопной коллектор, так и выпускной трубопровод тщательно изолируют для уменьшения тепловых потерь и теплоизлучения. Обязательна установка компенсаторов тепловых расширений.

5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Расчету компрессора предшествует определение необходимого диаметра рабочего колеса, обоснование и выбор типоразмера ТК, предварительная оценка основных размеров элементов проточной части по конструктивным соотношениям.

5.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА РАБОЧЕГО КОЛЕСА И ВЫБОР ТИПОРАЗМЕРА ТУРБОКОМПРЕССОРА

Для приближенной оценки наружного диаметра РК К D_2 следует определить абсолютную скорость и плотность воздуха на входе в РК. При умеренных (≤ 100) м/с скоростях воздуха на входе в компрессор темпера-

туру перед К можно принять равной $T_a = T_0$, а давление $P_a = (P_0 - \Delta P'_0)$, где $\Delta P'_0 \approx (0-3) \cdot \text{кПа}$ - сопротивление входного устройства. Если необходимо учесть изменения давления и температуры за счет разгона потока перед компрессором, для определения P_a и T_a используют следующие соотношения:

$$P_a^* = (P_0 - \Delta P'_0), T_a^* = T_0;$$

температура, давление и плотность воздуха на входе

$$T_a = T_a^* - \frac{c_a^2}{2 \cdot k \cdot R} = T_a^* - \frac{c_a^2}{2100}.$$

$$P_a = P_a^* \cdot \left(\frac{T_a}{T_a^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}; \gamma_a = 3.484 \cdot \frac{P_a}{T_a},$$

где принимают: $\Delta P'_0 = 101 \text{ кПа}$; $\Delta P'_0 = (0-3) \text{ кПа}$;

$T_0 = (288-293) \cdot \text{К}$; $k = 1.4$; $c_a = (20-70) \text{ м/с}$ - скорость на входе в компрессор.

Адиабатная работа компрессора

$$l_{ak} = 1.005 \cdot T_a \cdot (\pi_k^{0.286} - 1) \text{ кДж/кг}.$$

Далее оценивают коэффициент напора компрессора \bar{H}_k (см. табл.1), что позволяет найти необходимую окружную скорость на наружном диаметре РК D_2 :

$$U_2 = \sqrt{2000 \cdot l_{ak} / \bar{H}_k} \text{ м/с}.$$

Обычно $U_2 \leq (200-400) \text{ м/с}$, а в высоконапорных К с $\pi_k > 4.0$ возможны $U_2 > 400 \text{ м/с}$. Для расчета параметров воздуха на входе в РК необходимо также задать коэффициент расхода К $\bar{c}_m = (0.2-0.35)$ предельно до 0.4. Для ориентировочной оценки \bar{c}_m можно пользоваться графиком на рис. 4. По \bar{c}_m определяются:

меридиональная (осевая) скорость потока на входе в РК: $c_1 = U_2 \cdot \bar{c}_m$;

температура, давление и плотность $T_1 = T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2010}$

$$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{\eta_1}{\eta_1 - 1}} \text{ и } \gamma_1 = 3.484 \cdot \frac{P_1}{T_1};$$

проходное сечение на входе в РК $F_1 = \frac{G_k \cdot 10^4}{c_1 \cdot \gamma_1} \text{ см}^2$,

где можно принимать: $n_1 = 1.35 = 1.39$ - показатель политропы во входном устройстве К.

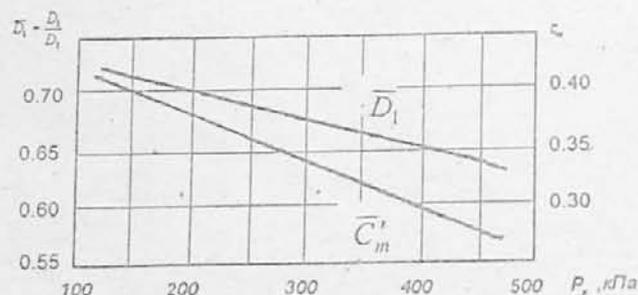


Рис. 4. Оптимальные \bar{D}_1 ; $\bar{c}_m = f(P_k)$ отечественных компрессоров

Полученные данные позволяют найти наружный диаметр D_2 рабочего колеса К, если задать относительные значения диаметра ступицы $\bar{D}_0 = D_0/D_2$ и наружного диаметра на входе $\bar{D}_1 = D_1/D_2$

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1 \cdot 10^2}{\pi \cdot (\bar{D}_1^2 - \bar{D}_0^2)}}$$

где D_2 в мм. При этом для ТК ряда ТКР рекомендуют принимать (внутреннее расположение подшипников, РК К и ГТ - консольно): $\bar{D}_0 = (0.2 - 0.3)$

и $\bar{D}_1 = (0.55 - 0.7)$. Для ТК ряда ТК (осевая ГТ, наружная компоновка подшипников): $\bar{D}_0 = (0.25 - 0.35)$ и $\bar{D}_1 = (0.58 - 0.7)$.

Значения $\bar{D}_1 = (0.5 - 0.55)$ используют редко. Как правило, наибольшая пропускная способность РК достигается при $\bar{D}_1 = (0.63 - 0.67)$. Выбор \bar{D}_1 целесообразно увязать с давлением P_k (см. рис. 4), а также с осевой шириной рабочего колеса $\bar{b}_k = b_k/D_2$, рис. 5. Так, при $\bar{b}_k \approx 0.25$ оптимальны $\bar{D}_1 = (0.58 - 0.65)$, а при $\bar{b}_k \geq 0.3$ - $\bar{D}_1 = (0.58 - 0.70)$.

Если заданное значение \bar{H}_k не соответствует рекомендуемым (см. табл. 1) для полученного D_2 , расчет корректируется. Расчетный D_2 округляется до целых значений и используется для выбора типоразмера ТК из размерного ряда по ГОСТ-9658, т.е. по $D_2 = 70, 85, 110, 140, 180, 230, 300, 380, 500, 640$ мм. Для $D_2 = 70-140$ используется РТ, при $D_2 = 180, 230$ - РТ или ОТ, при $D_2 \geq 300$ - ОТ. В пределах выбираемого типоразмера допускаются отступления от базового D_2 в пределах $\pm 6\%$ (предельно до 10%). При желании проектанта можно выбрать типоразмер из рядов ТК, выпускаемых фирмами MAN B&W или ABB Turbo System's.

По окончательно выбранным U_2 и D_2 находится частота вращения ТК:

$$n_{mk} = 60000 \cdot \frac{U_2}{\pi \cdot D_2} \text{ об/мин.}$$

В отечественных ТК $n_{mk} \approx (6000 - 30000)$, в ТКР до 70000, а в ТКР автомобильных дизелей - до 150000 и более.

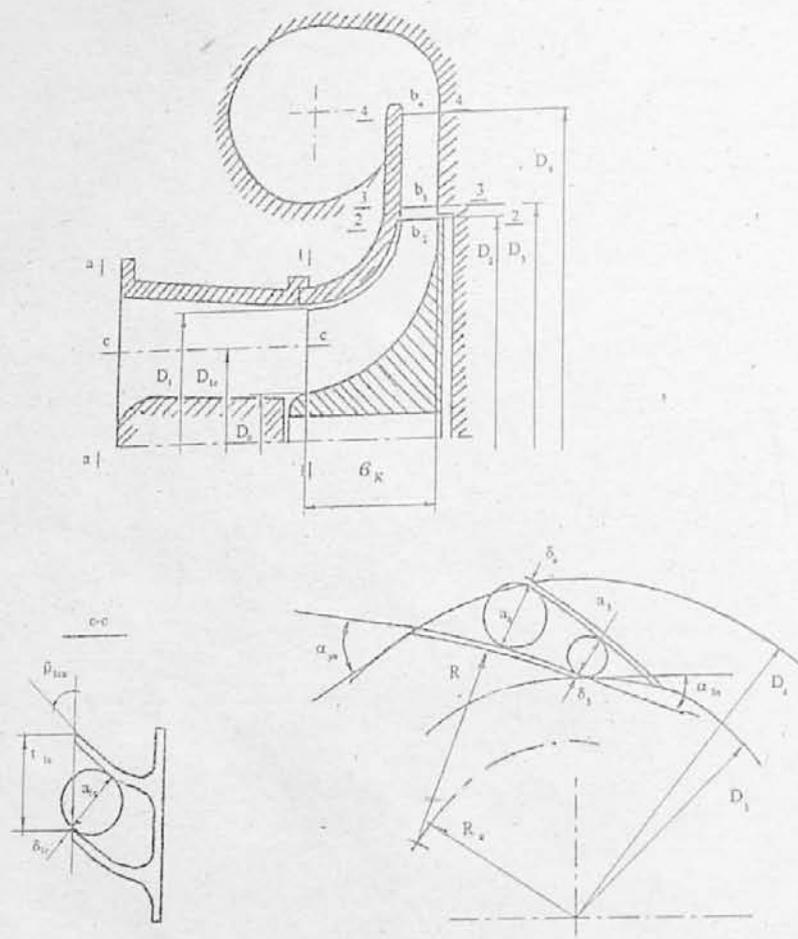


Рис. 5. Схема к расчету компрессора

5.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ ПО ЦЕНТРОБЕЖНЫМ КОМПРЕССОРАМ ДВС

Расчетная схема центробежного К представлена на рис. 5. При проектировании К широко пользуются конструктивными соотношениями на базе лучших серийных образцов.

Рабочее колесо компрессора. Число лопаток $Z_k = (7-37)$, при $\bar{b}_k = (0.25-0.35)$ обычно $Z_k = (12-23)$. Угол установки лопаток на среднем диаметре на входе $\beta_{1ср} \approx (25-35)^\circ$, максимальный КПД РК (и К) чаще всего при $\beta_{1ср} \approx (30-35)^\circ$. Число Маха (критерий) M_{w1} по относительной скорости на D_1 на входе в рабочее колесо не должно превышать 0.85-0.95, при этом:

$$M_{w1} = \frac{w_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_1}}, \text{ а } w_1 = \sqrt{(U_2 \cdot \bar{D}_1)^2 + C_1^2}.$$

Абсолютная скорость потока на выходе РК $c_{2a} = \mu \cdot U_2$, где $\mu = (0.8-0.92)$ - коэффициент мощности.

Относительная ширина РК на выходе $\bar{b}_2 = b_2/D_2 = (0.04-0.08)$. КПД рабочего колеса обычно равен $\eta_2 = (0.85-0.95)$. При $\pi_x > (2.5-3.0)$ и выше в случае радиальных лопаток КПД падает до $\eta_2 = (0.82-0.85)$. Переход к лопаткам, загнутым назад на выходе РК, $\beta_2 < 90^\circ$, позволяет поднять η_2 (и η_c) на 2-5%. Связь η_2 , показателя политропы сжатия в РК n_2 и показателя адиабаты выражается соотношением

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \eta_2 \cdot \frac{k}{k - 1}.$$

Диффузор. Наружный диаметр безлопаточного диффузора (БД) $D_3 = \bar{D}_3 \cdot D_2$ и $\bar{D}_3 = 1.5-2.0$ при отсутствии лопаточного диффузора (ЛД). При наличии ЛД обычно $\bar{D}_3 = 1.1-1.5$. Ширина БД на выходе $b_3 = (0.9-1.1) \cdot b_2$, иногда до 0.8. Чаще предпочитают БД (и ЛД) постоянной осевой ширины. КПД БД не превышает $\eta_3 = (0.6-0.8)$.

Наружный диаметр ЛД оценивается по соотношению $\bar{D}_4 = D_4/D_2 = (1.5-1.8)$, редко $\bar{D}_4 = 2.0$. Число лопаток $Z_0 = 11-37$ чаще простое число, не равное Z_k . КПД ЛД $\eta_4 \approx (0.7-0.85)$ при $b_4/b_3 \approx 1.0$. Критерий M_{c3} по абсолютной скорости воздуха на входе в ЛД проверяется по соотношению

$$M_{c3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}} \leq (0.85-0.95).$$

Дополнительную информацию см. [8], [13], а по автомобильным Д - [16].

5.3. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО КОМПРЕССОРА

По конструктивным соотношениям (параграф 5.2) находят $D_0 = \bar{D}_0 \cdot D_2$, $D_1 = \bar{D}_1 \cdot D_2$, средний диаметр РК на входе $D_{1c} = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_1^2}{2}}$ и $\bar{D}_{1c} = \frac{D_{1c}}{D_2}$. Окружная скорость на \bar{D}_{1c} будет $U_{1c} = U_2 \cdot \bar{D}_{1c}$ м/с. С учетом загромождения определяют шаг лопаток и абсолютную скорость на входе (рис. 6):

$$t_{1c} = \frac{\pi \cdot D_{1c}}{Z_k} \text{ мм} \quad \text{и} \quad c'_1 = \frac{c_1}{\tau_{1c}} \text{ м/с};$$

где τ_{1c} - коэффициент загромождения потока на среднем диаметре,

$$\tau_{1c} = 1 - \frac{\delta_{1c}}{t_{1c}} = (0.78-0.9), \quad \delta_{1c} - \text{толщина кромки лопатки на диаметре}$$

D_{1c} .

Углы потока в относительном движении на D_{1c} без учета и с учетом загромождения будут равны: $\beta_{1c} = \arctg\left(\frac{C_1}{U_{1c}}\right)$ и $\beta'_{1c} = \arctg\left(\frac{C'_1}{U_{1c}}\right)$, а углы потока в относительном движении на D_0 и D_1 соответственно будут

$$\text{(без учета загромождения):} \quad \beta_{10} = \arctg\left(\frac{C_1}{U_2 \cdot \bar{D}_0}\right) \quad \text{и}$$

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{C_1}{U_2 \cdot \bar{D}_1}\right) \quad \text{или с учетом загромождения}$$

$$\beta'_{10} = \arctg\left(\frac{C'_1}{U_2 \cdot \bar{D}_0}\right); \quad \beta'_1 = \arctg\left(\frac{C'_1}{U_2 \cdot \bar{D}_1}\right).$$



Рис.6. Треугольники скоростей на входе в рабочее колесо компрессора

Угол установки лопаток на среднем диаметре D_{1c} обычно выбирается по соотношениям

$$\beta_{1ct} = \beta_{1c} + i' \quad \text{или} \quad \beta_{1ct} = \beta'_{1c} + i',$$

где рекомендуется принимать $i' = (2-5)^\circ$ при $\bar{c}_m = (0.2 \approx 0.30)$ и $i' \approx (4-10)^\circ$ при $\bar{c}_m = (0.3-0.35)$ [13].

Оптимальные β_{1ct} (по η_2) укладываются в диапазон $\beta_{1ct} = (30-35)^\circ$ при $\bar{c}_m = (0.25-0.30)$ и $\bar{b}_k \approx 0.25$. При увеличе-

нии \bar{b}_k до 0.3 и более зона наибольшего КПД РК смещается в область $\bar{c}_m = (0.3 - 0.35)$. Углы установки лопаток на D_o и D_l определяются в ходе профилирования РК с учетом применяемой технологии изготовления [13]. Предельные значения $\beta_{1c1} \approx (25 - 45)^\circ$.

Размеры горловины межлопаточного канала на среднем диаметре на входе РК - f_{1c} , см², и ширину горловины a_{1c} , мм, находят по выражениям:

$$f_{1c} = \frac{G_k \cdot \sin \beta_{1c} \cdot 10^4}{m_1 \cdot \gamma_1 \cdot c_1} \quad \text{и}$$

$$a_{1c} = \frac{\pi \cdot D_{1c} \cdot \sin \beta_{1c}}{m_1 \cdot z_k} = \frac{2 \cdot f_{1c} \cdot 10^2}{z_k \cdot (D_l - D_o)}$$

где $m_1 = \frac{w_1'' \cdot \gamma_1''}{w_1 \cdot \gamma_1} \approx (0.9 - 1.0)$ - коэффициент, учитывающий изменение

в w_1 и γ_1 в косом срезе по сравнению с w_1'' и γ_1'' в горле межлопаточного канала.

Относительная скорость потока на D_l , с учетом стеснения потока (см. рис. 6), будет, м/с:

$$w_1' = \frac{c_1'}{\sin \beta_1'} = \sqrt{(U_2 \cdot \bar{D}_1)^2 + C_1'^2} \quad \text{а критерий Маха будет}$$

$$M_{w_1'} = \frac{w_1'}{20.1 \cdot \sqrt{T_1}} \leq (0.85 - 0.95).$$

Для расчета параметров на выходе РК находят коэффициент мощности по формуле П.К.Казанджана [11]

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot Z_k} \cdot \frac{1}{(1 - \bar{D}_{1c}^2)}}$$

либо задают в пределах $\mu = (0.8 - 0.92)$. Коэффициент трения диска РК можно принимать равным $\alpha \approx (0.03 - 0.08)$. По этим данным определяются параметры потока на выходе РК:

$$T_2 = T_1 + (\mu + \alpha/2 - \mu^2/2) \cdot \frac{U_2^2}{1005}; \quad \frac{n_2}{n_2 - 1} = \eta_2 \cdot \frac{k}{k - 1};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}; \quad \gamma_2 = 3.484 \cdot \frac{P_2}{T_2} \quad \text{где можно принимать}$$

$\eta_2 = (0.85 - 0.93)$, предельно до 0.95 в РК с загнутыми назад лопатками. При расчете T_2 делается допущение, что внешний теплообмен в РК эквивалентен половине потерь на трение диска.

Для расчета скоростей и углов потока на выходе РК используют зависимости (рис. 7):

$$c_{2u} = \mu \cdot U_2; \quad c_{2r} = (0.9 - 1.1) \cdot c_1; \quad c_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}; \quad w_{2r} = c_{2r};$$

$$w_{2u} = (U_2 - C_{2u}); \quad w_2 = \sqrt{w_{2r}^2 + w_{2u}^2}; \quad \alpha_2 = \arctg \left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}} \right);$$

$$\beta_2 = \arctg \left(\frac{w_{2r}}{w_{2u}} \right).$$

Обычно имеют: $\alpha_2 = (15 - 25)^\circ$; $c_2 \approx (0.85 - 0.9) \cdot U_2$; β_2 в РК с радиальными лопатками желательно иметь на расчетном режиме $\beta_2 \approx 90^\circ$. В РК с загнутыми назад лопатками (выше КПД, но меньше напорность) β_2 может составлять $\sim (60 - 70)^\circ$.

Размеры на выходе РК: шаг лопаток $t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{Z_k}$ мм, ширина (в ме-

ридиональном сечении): $b_2 = \frac{G_k \cdot 10^6}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \gamma_2 \cdot \tau_2}$ мм, где коэффициент

$$\text{стеснения на } D_2, \quad \tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} = (0.93 - 0.97).$$

В ТК для наддува дизелей обычно $\bar{b}_2 = b_2/D_2 \approx (0.04 - 0.08)$. В конце расчета по РК целесообразно оценить ожидаемый КПД К по соотношению

$$\eta_k' = \frac{\bar{H}_k}{(2 \cdot \mu + \alpha)} \quad \text{и работу, передаваемую РК потоку:}$$

$$l_k = 1.005 \cdot (T_2^* - T_a) = \frac{l_{ок}}{\eta_k}$$

где

$$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2010}$$

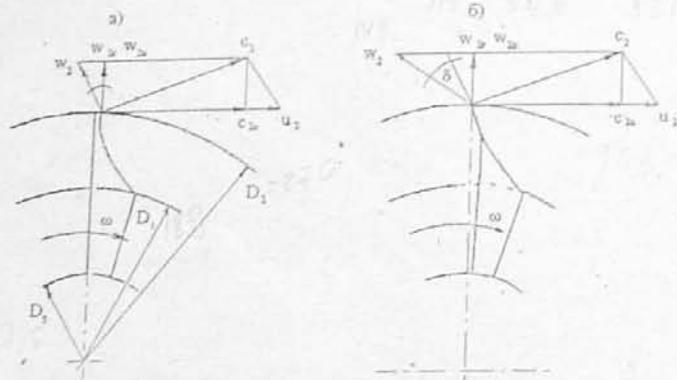


Рис. 7. Треугольники скоростей на выходе рабочего колеса компрессора:

а - $\beta_{2a} = 90^\circ$ (радиальные лопатки); б - $\beta_{2a} < 90^\circ$
(загнутые назад лопатки)

Значение ожидаемого КПД η_k не должно существенно отличаться от принятого ранее и не должно быть ниже рекомендуемых ГОСТ 9658 (см. табл. 1). При необходимости расчет корректируется. При этом целесообразно варьировать μ , α и z_k (оптимизация по $a_1/t_1 \approx (0.5 - 0.7)$) и т.д. При варьировании углов β_{1c} целесообразно пользоваться зависимостью $\beta_1 = \arcsin\left(\frac{m_1 \cdot a_1}{t_1}\right)$, имея в виду, что максимум КПД обычно достигается при $\beta_{1a} = (30 - 35)^\circ$, а увеличение β_{1a} делает напорную характеристику К более пологой без заметного снижения КПД. На расчетном режиме рекомендуется $m_1 \approx (0.9 - 1.0)$. По опытным данным, при $\bar{b}_k = (0.25 - 0.35)$ оптимальны $z_k \approx (12 - 23)$. Для увеличения пологости напорной характеристики часто подрезают лопатки на входе, через

одну, на осевой длине $\Delta b_k \approx (0.06 - 0.1) \cdot D_2$, что усложняет технологию изготовления РК. Особенности профилирования и технологии РК компрессоров дизелей см. [13].

5.4. БЕЗЛОПАТОЧНЫЙ ДИФFUЗОР

Рекомендуемые значения \bar{D}_3 даны в параграфе 5.2, откуда имеем $D_3 = \bar{D}_3 \cdot D_2$. Ширина БД на выходе $b_3 \approx b_2$, уширение канала в меридиональном сечении применяется редко. При наличии ЛД радиальную протяженность БД обычно оценивают по соотношению $\frac{D_3 - D_2}{2 \cdot D_2} \approx (0.05 - 0.12)$, не менее 20-30 мм, что благоприятно сказывается на выравнивании параметров потока на входе в ЛД и снижает шум К.

Задаваясь плотностью потока $\gamma_3' = (1.08 - 1.2) \cdot \gamma_2$, находят в первом приближении параметры потока на выходе БД:

$$C_3 = C_2 \cdot \frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \gamma_2}{D_3 \cdot b_3 \cdot \gamma_3}, \quad T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2010}, \quad \frac{n_3}{n_3 - 1} = \eta_3 \cdot \frac{k}{k - 1}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}, \quad \gamma_3 = 3.484 \cdot \frac{P_3}{T_3}$$

где можно принимать КПД БД $\eta_3 \approx (0.6 - 0.8)$ или $n_3 = (1.6 - 2.0)$. Если γ_2 и γ_3 различается более чем на 0,01-0,03, расчет корректируется во втором приближении. Как правило, c_3 не превосходит $(0,75-0,85) u_2$.

Предельные \bar{D}_3 в малых ТК меньше, чем в крупных, где возможны \bar{D}_3 до 2,0 и более. Однако БД с большими \bar{D}_3 нецелесообразны, так как лучше использовать более компактный и эффективный ЛД, хотя при увеличении \bar{D}_3 возрастает пологость напорной характеристики и снижается уровень шума К.

5.5. ЛОПАТОЧНЫЙ ДИФFUЗОР

Наружный диаметр ЛД $D_4 = \bar{D}_4 \cdot D_2$, осевая ширина $b_4 \approx b_2$. Площадь f_3 , см², и диаметр горла a_3 , мм (см. рис. 5) на входе в ЛД:

$$f_3 = \frac{G_1 \cdot 10^4}{m_3 \cdot c_3 \cdot \gamma_3}, a_3 = \frac{f_3 \cdot 10^2}{b_3 \cdot z_d}, t_3 = \frac{D_3 \cdot \pi}{z_d},$$

где $m_3 = \frac{c_3^n \cdot \gamma^n}{c_3 \cdot \gamma_3} \approx (0.9 - 1.1)$ учитывает изменение C и γ в косом срезе, а $z_d = 11, 13, 17, 19, 23, \dots, 37$ - по возможности простое число, не равное Z_c . На m_3 влияет отношение a_3/t_3 при $a_3/t_3 \approx (0.3 - 0.4)$ - $m_3 \approx (1.0 - 1.1)$, при $a_3/t_3 \approx (0.5 - 0.6)$ - $m_3 \approx (0.9 - 1.0)$.

Углы потока и углы установки лопаток (рис. 5 и 8) на входе в ЛД:

$$\alpha_3 = \arcsin\left(\frac{m_3 \cdot a_3 \cdot z_d}{\pi \cdot D_3 \cdot \tau_3}\right) \cong \alpha_2, \quad // \text{ в направлении выхлопа } \tau_2$$

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + (2 - 5)^\circ;$$

то же на выходе ЛД $\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + (10 - 18)^\circ$, $\alpha_4 = \alpha_{4л} - (1 - 3)^\circ$. Связь углов α_3 и $\alpha_{3л}$, α_4 и $\alpha_{4л}$, можно также проверить по соотношениям:

$$\sin \alpha_{3л} = \frac{l}{\tau_3} \cdot \sin \alpha_3 \quad \text{и} \quad \sin \alpha_{4л} = \frac{\sin \alpha_{4л}}{\kappa_\alpha}$$

где коэффициент загромождения потока на D_3 обычно равен

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3}{t_3} \approx (0.80 - 0.95), \quad t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_d}, \quad \delta_3 - \text{толщина входной кромки};$$

κ_α - коэффициент, учитывающий отставание потока, принимается в пределах $\kappa_\alpha \approx (1.05 - 1.07)$, $\tau_4 \approx (0.86 - 0.95)$ [8], [13].

Необходимо проверить углы раскрытия диффузора по формулам: в радиальной плоскости:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \frac{\pi \cdot (D_4 \cdot \sin \alpha_{4л} - D_3 \cdot \sin \alpha_{3л})}{2 \cdot z_d \cdot l}$$

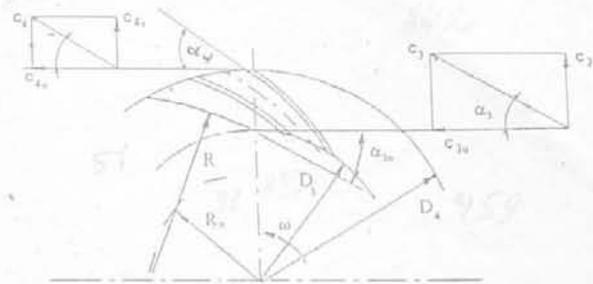


Рис. 8. Треугольники скоростей на входе и выходе лопаточного диффузора

в меридиональном сечении:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\Theta}{2}\right) = \frac{b_4 - b_3}{2l}$$

$$\text{где } l = \frac{D_4 - D_3}{2 \sin \alpha_{cp}}, \quad \alpha_{cp} = \frac{\alpha_{3л} + \alpha_{4л}}{2}$$

При $b_3 = b_4$, $\Theta = 0$. Оптимальны $\gamma, \Theta = (6 - 12)^\circ$. Если $\gamma > 12^\circ$, варьируют z_d (увеличение) и α_4 . Есть и другие методы проверки диффузорности ЛД, см. [13, с. 45].

Лопатки ЛД часто образуют дугами окружностей. Радиус дуги средней линии лопатки (см. рис. 8) определяют по соотношению:

$$R = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos \alpha_{4л} - D_3 \cdot \cos \alpha_{3л})}$$

а радиус окружности центров $R_u = \sqrt{R^2 + R_3^2} - 2 \cdot R \cdot R_3 \cdot \cos \alpha_{3л}$, где $R_3 = D_3/2$.

Порядок расчета параметров потока на выходе ЛД (см. рис. 8):

$$\gamma'_4 = (1.1 - 1.3) \cdot \gamma_3; \quad \tau_4 = (0.86 - 0.95);$$

$$C_4 = \frac{D_3 \cdot b_3 \cdot \tau_3 \cdot \gamma_3 \cdot \sin \alpha_3}{3 D_4 \cdot b_4 \cdot \tau_4 \cdot \gamma'_4 \cdot \sin \alpha_4}; \quad T_4 = T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}; \quad \frac{n_4}{n_4 - 1} = \eta_4 \cdot \frac{k}{k - 1}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}; \gamma_4 = 3.484 \cdot \frac{P_4}{T_4}$$

где КПД ЛД $\eta_4 = (0.75 - 0.85)$, $n_4 = (1.5 - 1.8)$; η_4 редко опускается ниже 0.75. Если γ_4 и γ'_4 заметно различаются, делается второе приближение.

Поперечное сечение $f_4, \text{см}^2$, и диаметр горловины $a_4, \text{мм}$, на выходе ЛД (см. рис. 5) будут:

$$f_4 = \frac{G_k \cdot 10^4}{m_4 \cdot c_4 \cdot \gamma_4 \cdot k_r}, a_4 = \frac{f_4 \cdot 10^3}{b_3 \cdot z_0}$$

где $m_4 = \frac{c_4' \cdot \gamma_4'}{c_4 \cdot \gamma_4} \approx (1.0 - 1.05)$, а $k_r = \tau_4 \cdot k_\alpha \approx (0.90 - 1.05)$ - ко-

эффициент, учитывающий наличие следа за лопатками; коэффициент $k_\alpha \approx (1.05 - 1.07)$ учитывает отставание потока [8], [13].

Согласно [13] угол раскрытия эквивалентного конического диффузора равен

$$\delta = 2 \cdot \arctg \sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_3}{D_3 \cdot z_0} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{(D_4/D_3 - 1)}} \cdot 2 \sin \alpha_{cp}$$

где

$$f = \frac{f_4}{f_3} = \frac{D_4 \cdot b_4}{D_3 \cdot b_3} \cdot k_r \cdot \frac{\sin \alpha_4}{\sin \alpha_3}; k_r = \tau_4 \cdot k_\alpha$$

Оптимальные $\delta \cong (6 - 12)^\circ$. Коэффициент напора ЛД возрастает при увеличении отношения D_4/D_3 до 1.3 - 1.4. При этом достигается диффузорность ЛД порядка $f \cong (2.5 - 3.5)$. Дальнейшее увеличение f нецелесообразно, обычно имеют $f \cong (1.7 - 2.5)$. Если в меридиональном

сечении канал расширяется, т.е. $b_4 > b_3$ то $b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \text{tg} \delta_m$, где

$\delta_m = (4 - 6)^\circ$ - угол наклона стенки.

5.6. ПАРАМЕТРЫ НА ВЫХОДЕ И ОБЩИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОМПРЕССОРА

Параметры на выходе К определяются по соотношениям:

$$c_5 = (0.6 - 1.0) \cdot c_1 \approx (50 - 100) \text{ м/с}; T_5 = T_4 + \frac{c_4^2 - c_5^2}{2010} \approx T_k'$$

$$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \eta_5 \frac{k}{k - 1}; \eta_5 = (0.3 - 0.65); n_5 = (1.8 - 2.2);$$

$$P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}} \approx P_k'; \gamma_5 = 3.484 \cdot \frac{P_5}{T_5} \approx \gamma_k'$$

Расчётные значения P_5, T_5, γ_5 не должны отличаться от исходных P_k', T_k', γ_k' , см параграф 5.2, более чем на 2-3%. Рекомендуется проверить и суммарные показатели К.

$$l_{ak5} = 1.005 \cdot T_a (\pi_{k5}^{0.286} - 1) = 1.005 \cdot T_a \cdot \Delta \bar{l}_{ak5}; \pi_{k5} = \frac{P_5}{P_a}$$

$$\Delta \bar{l}_{ak5} = (\pi_{k5}^{0.286} - 1); \eta_{k5} = \frac{T_a \cdot (\pi_{k5}^{0.286} - 1)}{T_5 - T_a}; \bar{H}_{k5} = \frac{2000 \cdot l_{ak5}}{U_2^2}$$

Различия в исходных и конечных значениях $l_{ak}, \pi_k, \bar{H}_k, \eta_k$ не должны превышать 3-5%.

Полная и относительная мощность К находятся так:

$$N_k = \frac{G_k \cdot l_{ak}}{\eta_k} \cdot \text{кВт}, \delta_k = \frac{N_k \cdot i}{N_i \cdot l_{mk}}$$

где N_i - индикаторная мощность Д, кВт.

6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОСЕВОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Цель работы - определить основные размеры, рабочие параметры, оценить потери и КПД турбины в составе ТК. Исходные параметры расчета принимаются согласно указаниям в параграфах 3.6, 3.7. Расчетная схема и треугольники скоростей осевой турбинной ступени приведены на рис.9. Дополнительную информацию по конструктивным параметрам и особенностям расчета ОТ ТК дизелей см [8], [13], там же приведены результаты расчетов ОТ ТК-23.

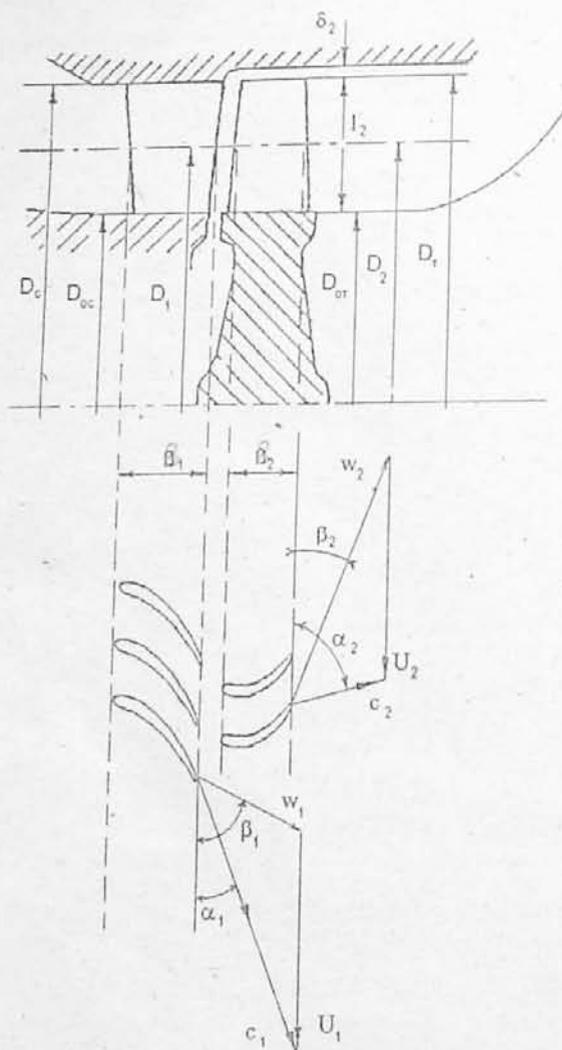


Рис.9. Расчетная схема и треугольники-скоростей

6.1. СОПЛОВОЙ АППАРАТ

Адиабатная работа в СА

$$l_{a1} = (1 - \rho) \cdot (l_{am} + \frac{c_0^2}{2}) \text{ Дж/кг},$$

где l_{am} - адиабатная работа ОТ;

$c_0 = (0 - 70) \text{ м/с}$ - скорость газа на входе в СА; *уточнить по прех. аппарату.*

$\rho = (0.3 - 0.5)$ - степень реактивности на среднем диаметре.

Оптимальные значения ρ близки к 0,4-0,5. Для ГТ $P_m = \text{var } l_{am}$ принимается равным $l_{am,\rho}$ (параграф 3.7).

Параметры газа на выходе СА рассчитываются в следующем порядке. Абсолютная скорость газа на выходе СА

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot l_{a1}} \text{ м/с},$$

где φ - скоростной коэффициент, учитывающий потери в СА (частично и в газоподводящем корпусе). Для малых ОТ, $D_m \leq 180 \text{ мм}$, принимают

$\varphi = (0.93 - 0.96)$, при $D_m > 180 \text{ мм}$ можно полагать

$\varphi = (0.94 - 0.98)$.

Относительное адиабатное понижение температуры газа в СА

$$\Delta \bar{l}_{a1} = \frac{l_{a1}}{k_m \cdot T_m \cdot R_m} = \frac{l_{a1}}{1130 \cdot T_m \cdot (k_m - 1)}$$

где принято: $k_m = 1.34$, $R_m = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$.

Степень понижения давления в СА

$$\pi_1 = \frac{1}{(1 - \Delta \bar{l}_{a1})^{\frac{k_m}{k_m - 1}}}$$

Давление P_1 , кПа, температура T_1 , К, плотность газа γ_1 , кг/м³, на выходе СА:

$$P_1 = \frac{P_m}{\pi_1}; \quad T_1 = T_m (1 - \varphi^2 \Delta \bar{l}_{a1}); \quad \gamma_1 = 3.484 \cdot \frac{P_1}{T_1}$$

Оптимальное значение среднего диаметра облопатывания СА D_1 , мм, можно оценить по соотношению [1]:

$$D_1 = (0.85 - 0.95) \cdot D_2 = v \cdot D_2 \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot \mu + \alpha)}{\eta_m}}$$

где D_2 - наружный диаметр РК компрессора, мм;

μ, α - коэффициенты мощности и потерь трения в диске РК К;

$v = \frac{U_1}{c_{ad}}$ - отношение скоростей на D_1 ; U_1 - окружная скорость на D_1 , м/с;

$c_{ad} = \sqrt{l_{ad} \cdot 2}$ - адиабатная скорость истечения по l_{ad} , м/с.

В ходе прикидочных расчетов принимают: $\mu = (0.8 - 0.92)$, $\alpha = (0.03 - 0.08)$, $v = (0.5 - 0.7)$, при этом $U_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n_{mk} / 60000$.

Для расчета размеров проточной части СА необходимо задаться следующими конструктивными соотношениями. Число сопловых лопаток $z_1 = 20 - 40$ и более. Если имеется несколько подводов газа к СА (2, 3 или 4) целесообразно принять z_1 кратным числу входов газа.

Относительная высота сопловой лопатки оценивается в пределах $l_1 = (0.12 - 0.24) \cdot D_m$ или по $\bar{l}_1 = l_1 / D_1 = 0.13 - 0.32$; как правило, желательно иметь $l_1 \geq 10 \text{ мм}$.

По этим соотношениям находят:

- высоту сопловой лопатки $l_1 = \bar{l}_1 \cdot D_1$;
- наружный диаметр СА $D_c = D_1 + l_1$;
- диаметр ступицы СА $D_{oc} = D_1 - l_1$;
- окружной шаг решетки на среднем диаметре $t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z_1}$.

Оптимальные отношения шага лопаток на среднем диаметре к хорде лопатки (t_1/b_1) составляют 0,7-0,8. Для снижения концевых потерь желательно увеличивать z_1 , т.е. уменьшать горло канала и хорду лопатки. Граничные значения по смыканию концевых потерь составляют $t_1/b_1 \approx (0.4 - 0.5)$.

Проходное сечение СА по горловине $f_1, \text{см}^2$, и ширина горла $a_1, \text{мм}$, на выходе СА

$$f_1 = \frac{G_m \cdot 10^4}{c_1 \cdot \gamma_1}; \quad a_1 = \frac{f_1 \cdot 10^2}{z_1 \cdot l_1}$$

По найденным значениям далее определяют угол потока на выходе СА

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{m_1 \cdot a_1}{l_1}\right),$$

а также компоненты скорости c_{1u} , c_{1a} и критерий M_{c1} по соотношениям

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1; \quad c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1; \quad M_{c1} = \frac{c_1}{19.6 \cdot \sqrt{T_1}}$$

В этих зависимостях коэффициент m_1 определяется из уравнений расхода и количества движения с учетом неравенства углов потока в горле и на срезе СА [14, с. 67]. Чаще всего полагают $m_1 \approx (1.0 - 1.08)$, при этом можно ориентироваться по значению M_{c1} : при $M_{c1} \approx (0.4 - 0.6)$ можно полагать $m_1 \approx 1.08$, при $M_{c1} > 0.6$ - $m_1 \approx 1.0$; при $\alpha_1 \leq (16 - 18)^\circ$ $m_1 = (0.8 - 0.9)$. Критерий M_{c1} не должен превышать 0,85-0,95. Угол α_1 , как правило, составляет 14-20°, хотя изредка достигает значений 25-28°. При $\alpha_1 < 14$ и $\alpha_1 > 30$ рекомендуется расчет корректировать варьированием z_1 , ρ . Площадь горла соплового аппарата должна удовлетворять соотношениям:

$$f_1 = \frac{G_m \cdot 10^4}{c_1' \cdot \gamma_1'} = \frac{G_m \cdot 10^4}{k_1 \cdot c_1 \cdot \gamma_1} *$$

где c_1, γ_1 - в косом срезе, c_1', γ_1' - в горле СА.

Под k_1 понимают отношение $c_1' \cdot \gamma_1' / c_1 \cdot \gamma_1$. При отсутствии опытных данных обычно полагают $k_1 \approx 1.0$.

Расчет СА завершается проверкой степени реактивности у корневого сечения лопатки по формуле

$$\bar{\rho} = \cos^2 \alpha_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{oc}}{D_1} \right)^2 \right]; \quad \rho_{oc} = \frac{\rho - \bar{\rho}}{1 - \bar{\rho}} \geq (0 - 0.2),$$

где ρ - принятое значение степени реактивности на D_1 .

6.2. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Из треугольника скорости на входе в РК при $\chi = U_1/c_1$ получим

$$w_1 = c_1 \sqrt{1 + \chi^2 - 2 \cdot \chi \cdot \cos \alpha_1}$$

а угол β_1 в относительном движении на входе в РК будет

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{c_1 \cdot \sin \alpha_1}{w_1}\right)$$

Угол установки лопаток отличается от β_1 на угол атаки, т.е. $\beta_{1a} = \beta_1 \pm (2-5)^\circ$, и составляет $\sim (48-60)^\circ$. Чем больше β_1 , тем больше угол атаки. Для импульсных турбин предпочтительно иметь $\beta_{1a} < \beta_1$.

Далее можно определить адиабатную работу газа в РК: $l_{a2} = \rho \cdot l_{om} \cdot \text{Дж/кг}$, относительную скорость газа на выходе, м/с: $w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot l_{a2}}$, где скоростной коэффициент ψ , учитывающий потери в межлопаточном канале, принимают $(0.92-0.98)$.

Параметры газа на выходе РК $T_2 \cdot K$ и γ_2 , кг/м³:

$$T_2 = T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2260}, \quad \gamma_2 = 3.484 \cdot \frac{P_2}{T_2}$$

где P_2 оценивается по указаниям в параграфе 3.5.

Необходимо также проверить значение критерия M_{w_2} на выходе РК:

$$M_{w_2} = \frac{w_2}{19.6 \cdot \sqrt{T_2}} \leq (0.8-0.95)$$

Для последующих расчетов необходимо оценить по конструктивным соотношениям: высоту рабочих лопаток $l_2 = \bar{l}_2 \cdot l_1 = l_1 + (1-3)$ мм, где $\bar{l}_2 \approx (1.0-1.015)$; средний диаметр на выходе РК, обычно $D_2 = D_1$; зазор (радиальный) между корпусом и наружной кромкой рабочих лопаток в рабочем состоянии $\bar{\delta}_2 = \delta_2/l_2 = (0.015-0.005)$; в холодном состоянии $\bar{\delta}'_2 \sim (0.01-0.02)$; число рабочих лопаток $z_2 = 20-45$ и более.

Варианты от $D_2 > D_1$ возможны при $D_m = (D_2 + l_2) > 500$ мм. Обязательно условие $z_1 \neq z_2$, лучше простое число либо отсутствие общих множителей у z_1 и z_2 . Шаг лопаток на среднем диаметре $t_2 = \pi \cdot D_2 / z_2$. Для выбора оптимального значения $\bar{t}_2 = t_2/b_2$, где b_2 - хорда профиля, часто применяют формулу В.И. Дышлевого [13, с. 71]. В ТК с относительно длинными рабочими лопатками для периферийных сечений рекомендуется

принимать $\bar{t} = (0.8-0.9)$, на среднем диаметре $\bar{t} = (0.7-0.8)$, а в корневом сечении $\bar{t} = (0.6-0.7)$.

Скорость и давление газа на выходе СА существенно меняются по высоте (по шагу), а иногда и по окружности. Увеличение осевого зазора между срезом СА и входом в РК-ГТ способствует выравниванию параметров потока на входе в РК. С точки зрения вибропрочности рабочих лопаток желательно иметь этот зазор максимально возможным. Обычно его принимают $\cong (0.1-0.2)B_2$, где B_2 - осевая ширина рабочей решетки.

Расчет параметров потока на выходе РК ведут последовательными приближениями по следующей схеме (с учетом утечек газа в зазоре δ_2). Приближенный угол потока в относительном движении

$$\beta'_2 = \arcsin\left(\frac{G_m \cdot 10^6}{D_2 \cdot \pi \cdot l_2 \cdot w_2 \cdot \gamma_2}\right), \text{ расход газа с учетом утечек в радиальном зазоре } G'_m = G_m \cdot \left(1 - \frac{\delta_2}{l_2 \sin \beta'_2}\right)$$

Прходное сечение горловины межлопаточных каналов, см², и ширина горла, мм, $f_2 = \frac{G_m \cdot 10^4}{w_2 \cdot \gamma_2}$.

$$a_2 = \frac{f_2 \cdot 10^2}{z_2 \cdot l_2}$$

После этого уточняют фактическое значение угла β_2 по формуле $\beta_2 = \arcsin\left(\frac{m_2 \cdot a_2}{t_2}\right)$.

При различиях β_2 и β'_2 более 1° расчет корректируется. Коэффициент $m_2 \cong (1.0-1.1)$ учитывает расширение потока в косом срезе и загромождение потока на выходе (толщина выходной кромки). При малых $M_{w_2} < 0.6$ m_2 близится к верхнему пределу. Угол установки лопаток на выходе $\beta_{2a} \cong \beta_2$ либо $\beta_{2a} \cong \beta_2 - (1-3)^\circ$. Обычно $\beta_{1a} > \beta_{2a} > \alpha_1$.

Параметры потока на выходе РК рассчитывают так: окружная и осевая составляющие абсолютной скорости, м/с, $c_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 - U_1 \cdot \bar{D}_2$;

$$c_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2; \quad c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2}$$

Угол потока на выходе в абсолютном движении $\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2u}}{c_{2a}}$, его целесообразно иметь в пределах $\alpha_2 \cong (90 \pm 15)^\circ$, оптимально 90° (минимум c_2).

По завершении расчетов проверяют:

$\bar{H}_m = \frac{2 \cdot l_{am}}{U_m^2}$ при $U_m = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_{mk}}{60000}$, $D_m = D_2 + l_2$; отношение скоростей на $D_1 (\cong D_2)$, при этом $\bar{H}_m \sim (1.7 - 3.0)$, предельные l_{am} в одной ступени обычно не превышают 200-400 кДж/кг.

6.3. ПОТЕРИ, КПД И МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ

Потери в СА, Дж/кг:

$$z_1 = (1 - \varphi^2) \cdot l_{a1};$$

потери в РК:

$$z_2 = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \cdot \frac{w_2^2}{2};$$

потери на выходе

$$Z_{вых} = \xi \cdot \frac{c_2^2}{2};$$

где принимают $\xi \cong 1.0$;

потери на трение диска и вентиляцию

$$Z_{m.a} = \frac{75 \cdot 9.81 \cdot \beta \cdot \gamma_1 + \gamma_2}{2 G_m} \cdot \left(\frac{D_1}{1000} \right)^2 \cdot \left(\frac{U_1}{100} \right)^3;$$

где принимают $\beta \cong (1.0 - 2.0)$;

потери на утечки

$$Z_{ym} = \left(1 - \frac{G'_m}{G_m} \right) \cdot l_{am};$$

По этим данным находят: окружной КПД ОТ

$$\eta_{om} = 1 - \frac{Z_1 + Z_2 + Z_{вых}}{l_{am}};$$

внутренний КПД ОТ

$$\eta'_{im} = 1 - \frac{Z_1 + Z_2 + Z_{вых} + Z_{m.a} + Z_{ym}}{l_{am}};$$

эффективный КПД ОТ

$$\eta'_m = \frac{\eta'_{im} \cdot \eta_m}{\eta_{om}};$$

Здесь η_{im} , η_m - КПД, принятые при выборе исходных данных. Различия между η'_{im} , η'_m , η_{im} , η_m не должны превышать 1-3%.

Полная, кВт, и относительная мощности ОТ:

$$N_m = \frac{G_m \cdot l_{am} \cdot \eta'_m}{10^3}, \quad \delta_m = \frac{N_m \cdot i}{N_i \cdot i_{mk}};$$

При этом для ОТ $P_m = var$ берут средние G_m и l_{am} , а не расчетные.

Расчетная пропускная способность ОТ:

$$\mu f_m = \frac{G_m \cdot 10^4}{\gamma'_2 \cdot \sqrt{2 \cdot l_{am}}} \cdot \text{см}^2;$$

где

$$\gamma'_2 = P_2 / RT'_2; \quad T'_2 = T_m - \Delta t_{am} \eta'_{im}; \quad \Delta t_{am} = l_{am} / 1130.$$

Для ОТ $P_m = var$ μf_m необходимо рассчитать не по средним, а по расчетным значениям $G_{m.p}$ и $l_{am.p}$, т.е.

$$\Delta t_{am} = \frac{l_{am}}{1130}, \quad T'_2 = T_m - \Delta t_{am} \cdot \eta'_{im} \cdot \eta_{ex} \cdot l_{am.p} = l_{am} \cdot k_1;$$

$$G_{m.p} = G_m \cdot k_G, \quad \mu f_m = \frac{G_{m.p} \cdot 10^4}{\gamma'_2 \cdot \sqrt{2 \cdot l_{am.p}}} \cdot \text{см}^2.$$

7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ РАДИАЛЬНОЙ ТУРБИНЫ

Исходные данные для расчета РТ $P_m = const$ принимаются согласно параграфу 3.6, для РТ $P_m = var$ - по параграфу 3.7, т.е. берутся в расчет не средние значения G_m , l_{am} , T_m , P_m , π_m , а их расчетные значения $G_{m.p}$,

$l_{м.р.}, T_{м.р.}, P_{м.р.}, \pi_{м.р.}$. Расчетная схема РТ приведена на рис.10; а треугольники скоростей в расчетных сечениях - на рис.11. Дополнительную информацию по конструктивным расчетным параметрам РТ ТК см. [8] [13], [16], примеры расчетов РТ см. [8], [12], [13].

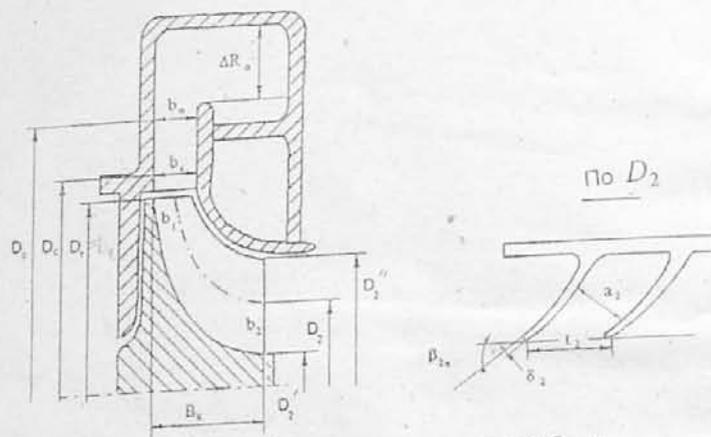


Рис. 10. Схема к расчету радиальной турбины

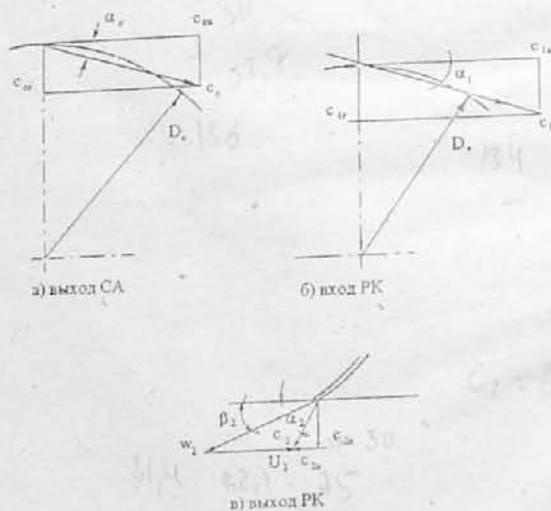


Рис. 11. Треугольники скоростей радиальной турбины

7.1. СОПЛОВОЙ АППАРАТ РАДИАЛЬНОЙ ТУРБИНЫ

На основании конструктивных соотношений по серийным РТ оценивают и принимают: наружный диаметр рабочего колеса $D_m = (1.0 - 1.1) \cdot D_2$; наружный диаметр соплового аппарата $D_o = (1.25 - 1.5) \cdot D_m$; внутренний диаметр СА $\bar{D}_c = (1.05 - 1.1)$; число сопловых лопаток $Z_c = (12 - 18)$. Здесь D_2 - наружный диаметр РК компрессора. При выборе конструктивных соотношений $\bar{D}_m, \bar{D}_o, \bar{D}_c$ следует учитывать, что приведенные значения \bar{D}_m характерны для ТКР при оптимальном $v = U_m / c_{ад} = (0.65 - 0.70)$ и значениях $(\mu + \alpha) \cong 0.92$ в к.

Выбирая \bar{D}_o , важно обеспечить достаточную радиальную протяженность СА, которая характеризуется отношением $\Delta R_c / D_m = (D_o - D_2) / (2 \cdot D_m)$ (не менее 0.1-0.2) (см. рис.10). При числе сопловых лопаток $Z_c = (12 - 20)$ это соотношение близко к 0,12-0,2. При улиточном подводе газа применяют меньшие значения \bar{D}_o . В импульсных РТ \bar{D}_o ближе к верхнему пределу. Важное значение для выравнивания параметров потока на входе в РК и снижения уровня шума имеет зазор между СА и РК. В исполненных конструкциях имеют

$$\frac{\Delta r}{D_m} = \frac{D_c - D_m}{2 \cdot D_m} = \frac{1}{2} (\bar{D}_c - 1) = (0.03 - 0.08)$$

Выбранное число сопловых лопаток должно быть кратно числу входов газа в РТ. Для снижения потерь в газоподводящем корпусе рекомендуется иметь $\Delta R_o / b_o \geq (1.5 - 2.0)$.

Расчет скоростей потока в СА проводится согласно треугольникам скоростей (см. рис.11, а, б). Окружная скорость РК на D_m $U_m = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_{мк}}{60000}$ окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе в РК принимается в пределах $c_{1u} = (0.9 - 1.0) U_m$; тогда окружная и радиальная компоненты C_c (выход из СА) будут

$$C_{cu} = \frac{C_{1u}}{D_c} \quad \text{и} \quad C_{cr} = C_{cu} \cdot \operatorname{tg} \alpha_c,$$

где принимают $\alpha_c = (12 - 18)^\circ$.

$l_{ам.р.}$, $T_{м.р.}$, $P_{м.р.}$, $\pi_{м.р.}$. Расчетная схема РТ приведена на рис.10, а треугольники скоростей в расчетных сечениях - на рис.11. Дополнительную информацию по конструктивным расчетным параметрам РТ ТК см. [8] [13], [16], примеры расчетов РТ см. [8], [12], [13].

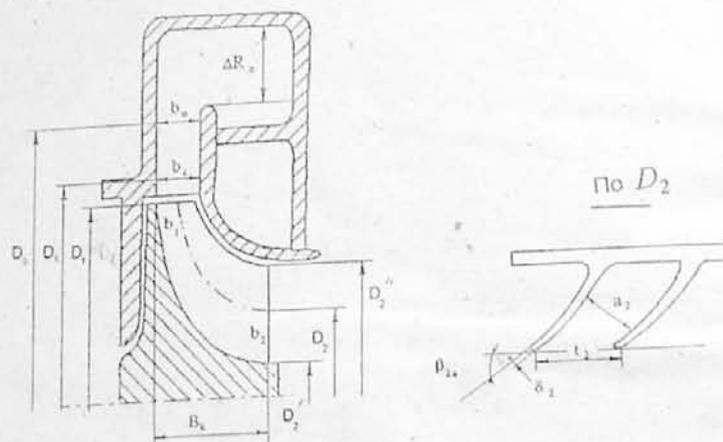


Рис. 10. Схема к расчету радиальной турбины

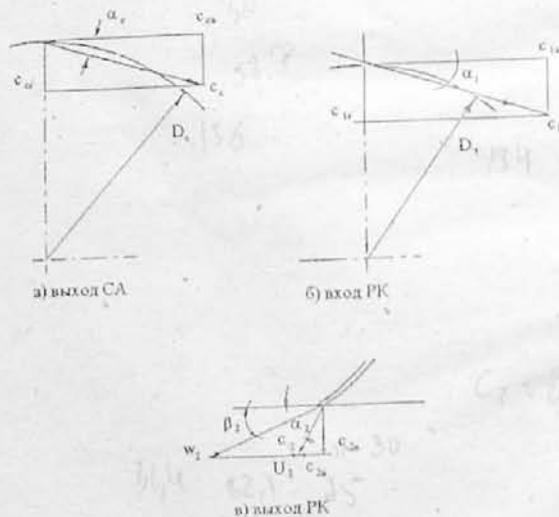


Рис. 11. Треугольники скоростей радиальной турбины

7.1. СОПЛОВОЙ АППАРАТ РАДИАЛЬНОЙ ТУРБИНЫ

На основании конструктивных соотношений по серийным РТ оценивают и принимают: наружный диаметр рабочего колеса $D_m = (1.0 - 1.1) \cdot D_2$; наружный диаметр соплового аппарата $D_o = (1.25 - 1.5) \cdot D_m$; внутренний диаметр СА $\bar{D}_c = (1.05 - 1.1)$; число сопловых лопаток $Z_c = (12 - 18)$. Здесь D_2 - наружный диаметр РК компрессора. При выборе конструктивных соотношений \bar{D}_m , \bar{D}_o , \bar{D}_c следует учитывать, что приведенные значения \bar{D}_m характерны для ТКР при оптимальном $v = U_m / c_{ad} = (0.65 - 0.70)$ и значениях $(\mu + \alpha) \cong 0.92$ в К.

Выбирая \bar{D}_o , важно обеспечить достаточную радиальную протяженность СА, которая характеризуется отношением $\Delta R_c / D_m = (D_o - D_c) / 2 \cdot D_m$ (не менее 0.1-0.2) (см. рис.10). При числе сопловых лопаток $Z_c = (12 - 20)$ это соотношение близко к 0,12-0,2. При улиточном подводе газа применяют меньшие значения \bar{D}_o . В импульсных РТ \bar{D}_o ближе к верхнему пределу. Важное значение для выравнивания параметров потока на входе в РК и снижения уровня шума имеет зазор между СА и РК. В исполненных конструкциях имеют

$$\frac{\Delta r}{D_m} = \frac{D_c - D_m}{2 \cdot D_m} = \frac{1}{2} (\bar{D}_c - 1) = (0.03 - 0.08)$$

Выбранное число сопловых лопаток должно быть кратно числу входов газа в РТ. Для снижения потерь в газоподводящем корпусе рекомендуется иметь $\Delta R_o / b_o \geq (1.5 - 2.0)$.

Расчет скоростей потока в СА проводится согласно треугольникам скоростей (см. рис.11, а, б). Окружная скорость РК на D_m $U_m = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_m}{60000}$; окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе в РК принимается в пределах $c_{1u} = (0.9 - 1.0) U_m$; тогда окружная и радиальная компоненты C_c (выход из СА) будут:

$$C_{cu} = \frac{C_{1u}}{\bar{D}_c} \quad \text{и} \quad C_{cr} = C_{cu} \cdot \operatorname{tg} \alpha_c,$$

где принимают $\alpha_c = (12 - 18)^\circ$.

$$\text{В итоге } C_c = \sqrt{C_{cr}^2 + C_{cv}^2}$$

Для расчета адиабатного перепада и параметров газа на выходе СА оценивается скоростной коэффициент $\varphi_c = (0.93 - 0.97)$, при $D_m \leq 180$

$$\varphi_c \sim (0.93 - 0.95) \text{ . Отсюда, } l_{ac} = \frac{C_c^2}{2 \cdot \varphi_c^2} \cdot \text{Джс / кг.}$$

Далее последовательно находят:

$$\Delta \bar{l}_{ac} = \frac{l_{ac} \cdot (k_m - 1)}{k_m \cdot R_m \cdot T_m} = \frac{l_{ac}}{1130 \cdot T_m}; \quad \pi_c = \frac{1}{(1 - \Delta \bar{l}_{ac})^{\frac{k_m}{k_m - 1}}}; \quad P_c = \frac{P_m}{\pi_c}$$

$$T_c = T_m \cdot (1 - \varphi_c^2 \cdot \Delta \bar{l}_{ac}) \text{ и } \gamma_c = 3,484 \cdot \frac{P_c}{T_c}$$

Здесь принято $k_m = 1.34$, $R_m = 287$; P_m берется согласно указаниям в параграфах 3.6, 3.7. Суммарное проходное сечение f_c , см^2 , размеры горла a_c и ширина лопатки СА на выходе b_c , мм, будут:

$$f_c = \frac{G_m \cdot 10^4}{C_c \cdot \gamma_c}; \quad t_c = \frac{\pi \cdot D_c}{z_c}; \quad a_c = \frac{t_c \cdot \sin \alpha_c}{m_c}; \quad b_c = \frac{f_c \cdot 10^2}{a_c \cdot z_c}$$

Здесь t_c - шаг лопаток на выходе СА, мм; $m_c = 0.8 - 1.1$ - коэффициент, учитывающий влияние на поток косога среза и выходной кромки лопаток. При $\alpha_c \leq (16 - 18)^\circ$ рекомендуют $m_c \sim 0.8 - 0.9$, при $\alpha_c > 18^\circ$ - $m_c = 0.85 - 1.1$. Возможны и большие пределы изменения m_c . Обычно $b_c \leq b_1$ (вход в РК). Толщина выходной кромки $\delta_c \sim (0.5 - 1.0)$ мм. Отношение шага t_c к хорде профиля l_c желательно иметь в пределах $0.55 - 0.75$, при этом большие значения относятся к лопаткам с полутным подводом газа, меньшие - со встречным.

7.2. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО

Параметры на входе в РК РТ определяются методом последовательных приближений, с учетом расширения потока в зазоре $D_c - D_m$. Для этого задаются в первом приближении отношением $\bar{b}'_1 = b'_1/b_c \approx 1.0$, а также относительным изменением плотности газа в зазоре

$\bar{\gamma}'_1 = \gamma'_1/\gamma_c \sim 0.96 - 1.0$ и определяют в первом приближении $b'_1 = \bar{b}'_1 \cdot b_c$ и $\gamma'_1 = \bar{\gamma}'_1 \cdot \gamma_c$.

Оценивая загромождение потока на входе в РК по соотношению $\tau_1 = 1 - \delta_1/l_g \sim (0.95 - 0.98)$, где $l_1 = \frac{\pi \cdot D_m}{z_p}$ - шаг лопаток на входе

РК; $z_p = 11 - 18$ - число рабочих лопаток, $\delta_1 \sim (1 - 2)$ мм - толщина входной кромки, находят радиальную компоненту и абсолютную скорость газа на входе РК, м/с:

$$C_{1r} = \frac{C_{cr} \cdot D_c \cdot b_c \cdot \gamma_c}{D_m \cdot b'_1 \cdot \gamma'_1 \cdot \tau_1}; \quad C_1 = \sqrt{C_{1u}^2 + C_{1r}^2}$$

Это позволяет найти адиабатный перепад до D_m по соотношению

$$l_{a1} = \frac{C_1^2}{2 \cdot \varphi_1^2}, \text{ при этом приближенно полагают } \varphi_1 \approx \varphi_c. \text{ Это позволяет рас-}$$

считать T_1 , π_1 , P_1 , по формулам:

$$\Delta \bar{l}_{a1} = \frac{l_{a1}}{1130 \cdot T_m}; \quad T_1 = T_m \cdot (1 - \varphi_1^2 \cdot \Delta \bar{l}_{a1}); \quad \pi_1 = \frac{1}{(1 - \Delta \bar{l}_{a1})^{\frac{k_m}{k_m - 1}}};$$

$$P_1 = \frac{P_m}{\pi_1} = P_m \cdot (1 - \frac{C_c^2}{2 \cdot \varphi_c^2 \cdot T_m})^{\frac{k_m}{k_m - 1}}$$

Это позволяет рассчитать $\gamma_1 = 3,484 \cdot \frac{P_1}{T_1}$ и $b_1 = \frac{G_m \cdot 10^4}{\pi \cdot D_m \cdot C_{1r} \cdot \gamma_1}$. При

значительных расхождениях в b_1 , γ_1 и b'_1 , γ'_1 расчет корректируется во втором приближении. Обычно $b_1 \geq b_c$ при $\bar{b}_1 = b_1/D_m = (0.08 - 0.15)$.

По значению C_1 определяют $\alpha_1 = \arcsin(C_{1r}/C_1)$ и $M_{c1} = \frac{C_1}{19.6 \cdot \sqrt{T_1}}$.

Рекомендуется иметь $M_{c1} \leq (0.85 - 0.95)$, $\alpha_1 \sim (15 - 25)^\circ$.

Относительная скорость потока на входе в РК, м/с,

$$w_1 = \sqrt{C_1^2 + U_m^2 - 2 \cdot C_1 \cdot U_m \cdot \cos \alpha_1}, \text{ а угол потока в относительном движении } \beta_1 = \arcsin(C_{1r}/w_1).$$

$$\text{В итоге } C_c = \sqrt{C_{cr}^2 + C_{cv}^2}.$$

Для расчета адиабатного перепада и параметров газа на выходе СА оценивается скоростной коэффициент $\varphi_c = (0.93 - 0.97)$, при $D_m \leq 180$

$$\varphi_c \sim (0.93 - 0.95). \text{ Отсюда, } l_{ac} = \frac{C_c^2}{2 \cdot \varphi_c^2} \cdot \text{Джс / кг}.$$

Далее последовательно находят:

$$\Delta \bar{l}_{ac} = \frac{l_{ac} \cdot (k_m - 1)}{k_m \cdot R_m \cdot T_m} = \frac{l_{ac}}{1130 \cdot T_m}; \quad \pi_c = \frac{1}{(1 - \Delta \bar{l}_{ac})^{\frac{k_m}{k_m - 1}}}; \quad P_c = \frac{P_m}{\pi_c};$$

$$T_c = T_m \cdot (1 - \varphi_c^2 \cdot \Delta \bar{l}_{ac}) \text{ и } \gamma_c = 3,484 \cdot \frac{P_c}{T_c}.$$

Здесь принято $k_m = 1.34$, $R_m = 287$; P_m берется согласно указаниям в параграфах 3.6, 3.7. Суммарное проходное сечение f_c , см^2 , размеры горла a_c и ширина лопатки СА на выходе b_c , мм, будут:

$$f_c = \frac{G_m \cdot 10^4}{C_c \cdot \gamma_c}; \quad t_c = \frac{\pi \cdot D_c}{z_c}; \quad a_c = \frac{t_c \cdot \sin \alpha_c}{m_c}; \quad b_c = \frac{f_c \cdot 10^2}{a_c \cdot z_c}.$$

Здесь t_c - шаг лопаток на выходе СА, мм; $m_c = 0.8 - 1.1$ - коэффициент, учитывающий влияние на поток косога среза и выходной кромки лопаток. При $\alpha_c \leq (16 - 18)^\circ$ рекомендуют $m_c \sim 0.8 - 0.9$, при $\alpha_c > 18^\circ$ - $m_c = 0.85 - 1.1$. Возможны и большие пределы изменения m_c . Обычно $b_c \leq b$ (вход в РК). Толщина выходной кромки $\delta_c \sim (0.5 - 1.0)$ мм. Отношение шага t_c к хорде профиля l_c желательно иметь в пределах $0.55 - 0.75$, при этом большие значения относятся к лопаткам с попутным подводом газа, меньшие - со встречным.

7.2. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО

Параметры на входе в РК РТ определяются методом последовательных приближений, с учетом расширения потока в зазоре $D_c - D_m$. Для этого задаются в первом приближении отношением $\bar{b}'_1 = b'_1/b_c \approx 1.0$, а также относительным изменением плотности газа в зазоре

$\bar{\gamma}'_1 = \gamma'_1/\gamma_c \sim 0.96 - 1.0$ и определяют в первом приближении $b'_1 = \bar{b}'_1 \cdot b_c$ и $\gamma'_1 = \bar{\gamma}'_1 \cdot \gamma_c$.

Оценивая загромождение потока на входе в РК по соотношению $\tau_1 = 1 - \delta_1/t_g \sim (0.95 - 0.98)$, где $t_1 = \frac{\pi \cdot D_m}{z_p}$ - шаг лопаток на входе

РК; $z_p = 11 - 18$ - число рабочих лопаток, $\delta_1 \sim (1 - 2)$ мм - толщина входной кромки, находят радиальную компоненту и абсолютную скорость газа на входе РК, м/с:

$$C_{1r} = \frac{C_{cr} \cdot D_c \cdot b_c \cdot \gamma_c}{D_m \cdot b'_1 \cdot \gamma'_1 \cdot \tau_1}; \quad C_1 = \sqrt{C_{1u}^2 + C_{1r}^2}.$$

Это позволяет найти адиабатный перепад до D_m по соотношению

$$l_{a1} = \frac{C_1^2}{2 \cdot \varphi_1^2}, \text{ при этом приближенно полагают } \varphi_1 \approx \varphi_c. \text{ Это позволяет рас-}$$

считать T_1 , π_1 , P_1 , по формулам:

$$\Delta \bar{l}_{a1} = \frac{l_{a1}}{1130 \cdot T_m}; \quad T_1 = T_m \cdot (1 - \varphi_1^2 \cdot \Delta \bar{l}_{a1}); \quad \pi_1 = \frac{1}{(1 - \Delta \bar{l}_{a1})^{\frac{k_m}{k_m - 1}}};$$

$$P_1 = \frac{P_m}{\pi_1} = P_m \cdot \left(1 - \frac{C_1^2}{2 \cdot \varphi_1^2}\right)^{\frac{k_m}{k_m - 1}}$$

Это позволяет рассчитать $\gamma_1 = 3.484 \cdot \frac{P_1}{T_1}$ и $b_1 = \frac{G_m \cdot 10^6}{\pi \cdot D_m \cdot C_{1r} \cdot \gamma_1}$. При

значительных расхождениях в b_1 , γ_1 и b'_1 , γ'_1 расчет корректируется во втором приближении. Обычно $b \geq b_c$ при $\bar{b}_1 = b_1/D_m = (0.08 - 0.15)$.

По значению C_1 определяют $\alpha_1 = \arcsin(C_{1r}/C_1)$ и $M_{c1} = \frac{C_1}{19.6 \cdot \sqrt{T_1}}$.

Рекомендуется иметь $M_{c1} \leq (0.85 - 0.95)$, $\alpha_1 \sim (15 - 25)^\circ$.

Относительная скорость потока на входе в РК, м/с, $w_1 = \sqrt{C_1^2 + U_m^2 - 2 \cdot C_1 \cdot U_m \cdot \cos \alpha_1}$, а угол потока в относительном движении $\beta_1 = \arcsin(C_{1r}/w_1)$.

Степень реактивности РТ $\rho = 1 - l_{st}/l_{am}$, а адиабатная работа в РК, Дж/кг, $l_{ap} = \rho \cdot l_{am}$. Желательно иметь $\beta_1 \approx \beta_{1,3}$, $\beta_1 = 90^\circ$ (оптимально) либо $\beta_1 = 90^\circ \pm (10-15)^\circ$. Степень реактивности РТ ТК составляет $\rho = 0.35 - 0.55$, оптимальные значения близки к $0.45 - 0.55$.

Для определения параметров потока на выходе РК необходимо задаваться размерами, используя конструктивные соотношения по серийным РК радиальных турбин ТК дизелей:

относительный диаметр ступицы $\overline{D}_2' = D_2'/D_m = 0.25 - 0.32$;
относительный наружный диаметр на выходе РК $\overline{D}_2'' = D_2''/D_m = 0.7 - 0.85$.

Отсюда имеем $D_2' = \overline{D}_2' \cdot D_m$, $D_2'' = \overline{D}_2'' \cdot D_m$, что позволяет найти средний диаметр на выходе $D_2 = \sqrt{\frac{D_2'^2 + D_2''^2}{2}}$.

В отечественных ТКР обычно $\overline{D}_2 = D_2/D_m \approx (0.5 - 0.6)$. Эти данные позволяют определить относительную скорость потока на выходе РК, м/с:

$$w_2 = \phi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot l_{ap} \cdot U_m^2 \cdot (1 - \overline{D}_2^2)},$$

где скоростной коэффициент в рабочей решетке можно принимать в пределах $\phi = (0.85 - 0.95)$, в лучших образцах $\phi = (0.9 - 0.96)$.

Параметры газа на выходе определяют так:

$$T_2 = T_1 - \frac{2 \cdot l_{ap} - w_2^2 \cdot \left(\frac{1}{\phi^2} - 1\right)}{2260} = T_1 + \left(\frac{w_2^2 - w_1^2 + U_m^2 - U_2^2}{2cp}\right)$$

$$\gamma_2 = 3.484 \cdot \frac{P_2}{T_2}$$

Проверяется критерий $M_{w_2} = \frac{w_2}{19.6 \cdot \sqrt{T_2}} \leq (0.8 - 0.95)$.

Проходное сечение, высота рабочей лопатки, шаг лопаток и ширина горла на выходе РК будут:

$$f_2 = \frac{G_m \cdot 10^4}{w_2 \cdot \gamma_2} \text{ см}^2, \quad l_2 = \frac{D_2'' - D_2'}{2} \text{ мм}, \quad t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z_p} \text{ мм},$$

$$a_2 = \frac{f_2 \cdot 10^2}{l_2 \cdot z_p} \text{ мм}.$$

Угол потока в относительном движении, без учета утечки газа

$$\beta_2' = \arcsin\left(\frac{m_2 \cdot a_2}{t_2}\right),$$

где $m_2 \sim (1.0 - 1.1)$ - коэффициент, учитывающий влияние на поток толщины выходной кромки и косога среза.

Расход газа на утечки:

$$G_{ym} = \frac{0.45 \cdot \Delta}{l_2} \cdot \left(1 + \frac{l_2}{D_2}\right),$$

где $\Delta \sim (0.5 - 1.5)$ мм - зазор между РК и корпусом РТ.

Угол потока в относительном движении с учетом утечки газа

$$\beta_2 = \arcsin\left(\sin \beta_2' \cdot \frac{G_m - G_{ym}}{G_m}\right).$$

Чаще всего $\beta_2 = (25 - 45)^\circ$; $\beta_{2,3} \sim \beta_2 + (1 - 3)^\circ$.

Далее определяются:

окружная скорость на среднем диаметре на выходе РК, м/с,

$$U_2 = U_m \cdot \overline{D}_2;$$

окружная и осевая составляющие абсолютной скорости на выходе РК, м/с,

$$C_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 - U_2; \quad C_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2, \quad \text{отсюда } C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2a}^2}.$$

Угол потока на выходе РК $\alpha_2 = \arctg(C_{2a}/C_{2u})$. Рекомендуется также проверить соотношение скоростей $m_{1,2} = C_{2a}/C_{1r}$.

Оптимальный угол выхода потока $\alpha_2 = 90^\circ$, допустимые значения $\alpha_2 = 90^\circ \pm (10 - 15)^\circ$. При определении α_2 учитывается знак C_{2u} :

$C_{2u} < 0$, если $w_2 \cos \beta_2 < U_2$ и $C_{2u} > 0$ при $w_2 \cos \beta_2 > U_2$.

Характерное отношение скоростей $m_{1,2} \approx (0.9 - 1.1)$. Для исключения обратных токов и уменьшения потерь целесообразно иметь $m_{1,2} < 1.2$, при

этом при больших \overline{D}_2'' лучше иметь большее значение $m_{1,2}$. При малых \overline{D}_2'' можно допускать $m_{1,2} = (0,9 - 1,0)$.

В заключение отметим следующее. Число лопаток РК влияет на момент инерции РК-РТ и ротора ТК в целом. Снижения момента инерции улучшает приемистость ТК и Д. Однако при уменьшении числа лопаток (для снижения момента инерции ротора) падает КПД ступени, особенно сильно при $z_p < 9$.

Влияние z_p на КПД отчасти можно уменьшить за счет подбора оптимального профиля межлопаточного канала и осевой протяженности РК. Повышения КПД можно добиться за счет выбора минимально возможного α_1 ; но при малых α_1 , это может привести к росту потерь в РК, отсюда выбор α_1 ведется с учетом формы канала в меридиональном сечении, которая определяется конструктивными соотношением $\overline{D}_2^*/\overline{D}_m \leq (0,85 - 0,9)$.

Угол β_1 не должен существенно отличаться от 90° , т.е. от $\beta_{1,1}$. При $\beta_1 > \beta_{1,1}$ КПД РТ может возрасти примерно на 0,5%, но при этом возрастают U_m и напряжения в РК. При $\beta_1 \ll \beta_{1,1}$ КПД РТ заметно падает.

Угол α_2 должен быть $\alpha_2 \geq (75 - 85)^\circ$. Относительный средний диаметр на выходе РК следует выбирать по возможности меньшим. При этом уменьшение α_1 и коэффициента $m_{1,2}$ обычно ведет к увеличению \overline{D}_2 (см. также [16]).

7.3. ПОТЕРИ, КПД И МОЩНОСТЬ РАДИАЛЬНОЙ ТУРБИНЫ

Потери, Дж/кг:

$$\text{в СА: } Z_c = (1 - \varphi_c^2) \cdot l_{a1};$$

$$\text{в РК: } Z_p = (1/\varphi^2 - 1) \cdot \frac{w_2^2}{2};$$

$$\text{на выходе: } Z_{\text{вых}} = \xi \cdot \frac{C_2^2}{2}, \text{ где принимают } \xi = (1 \approx 1,5);$$

$$\text{на утечки: } Z_{\text{ум}} = \frac{G_{\text{ум}}}{G_m} \cdot l_{am};$$

на трение диска и вентиляцию:

$$Z_{m,a} = \frac{75 \cdot 9,81 \cdot \beta}{G_m} \cdot \frac{(\gamma_1 + \gamma_2)}{2} \cdot \left(\frac{D_m}{1000}\right)^2 \cdot \left(\frac{U_m}{100}\right)^3$$

где $\beta \sim (2 - 2,5)$.

Далее находят КПД РТ: окружной

$$\eta_{om} = 1 - \frac{Z_c + Z_p + Z_{\text{вых}}}{l_{am}};$$

внутренний

$$\eta'_{im} = 1 - \frac{Z_c + Z_p + Z_{\text{вых}} + Z_{\text{ум}} + Z_{m,a}}{l_{am}};$$

эффективный

$$\eta'_m = \frac{\eta'_{im} \cdot \eta_m}{\eta_m}$$

где η_{im}, η_m - заданные значения в начале расчета.

Итоговые η'_{im}, η'_m не должны отличаться от заданных η_{im} и η_m более чем на 2-3%.

Полная и относительная мощности РТ:

$$N_m = \frac{G_m \cdot l_{am} \cdot \eta'_m}{1000}, \quad \delta_m = \frac{N_m \cdot i}{N_i \cdot i_{mk}}$$

для импульсной РТ берем средние G_m, l_{am} , а не расчетные. Далее находят:

$$\text{коэффициент напора РТ } \overline{H}_m = 2 \cdot l_{am} / U_m^2;$$

$$\text{отношение скоростей на } D_m \quad v = U_m / C_{a0} = \sqrt{\sqrt{\overline{H}_m}}$$

где $C_{a0} = \sqrt{2 \cdot l_{am}}$; при этом для РТ-Р_м = var расчет \overline{H}_m, C_{a0} ведем по $l_{amr} = k_i \cdot l_{am}$.

Для отечественных РТ турбокомпрессоров ряда ТКР значения \overline{H}_m не выходят за пределы 1,5 - 2,7, при $v \sim (0,6 - 0,7)$ [1], [3], [8], [13].

Пропускная способность РТ:

для РТ $P_m = const$:

$$\Delta t_{am} = \frac{l_{am}}{1130} \quad T_2' = T_m - \Delta t_{am} \cdot \eta_{im}; \quad \gamma_2' = 3,484 \cdot \frac{P_2}{T_2'}$$

$$\mu f_m = \frac{G_m \cdot 10^4}{\gamma_2' \cdot \sqrt{2 \cdot l_{am}}} \text{ см}^2;$$

для ГТ $P_m = \text{var}$:

$$\Delta t_{am} = \frac{l_{am}}{1130}, \quad T_2' = T_m - \Delta t_{am} \cdot \eta_{im} \cdot \eta_n, \quad l_{amp} = k_l \cdot l_{am};$$
$$G_{m,p} = k_G \cdot G_m; \quad \gamma_2' = 3.484 \cdot \frac{P_2}{T_2'}; \quad \mu f_m = \frac{G_m \cdot 10^4}{\gamma_2' \cdot \sqrt{2 \cdot l_{amp}}} \text{ см}^2.$$

8. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

8.1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Выбрать тип ВО (теплообменная поверхность, материалы, рабочие тела, компоновка), выполнить тепловой и гидравлический расчеты и убедиться, что ВО обеспечивает необходимое охлаждение воздуха и может быть скомпонован в принятой для двигателя системе наддува.

8.2. ВЫБОР ТИПА ТЕПЛООБМЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ И РАСЧЕТ ЕЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

В судовых ДВС для охлаждения наддувочного воздуха применяются газо-жидкостные теплообменники (поверхностные и рекуперативные) с трубчатыми теплопередающими поверхностями благодаря их простой конструкции, высокой надежности и хорошей тепловой эффективности. Пластинчатые ВО компактны и эффективны, но менее надежны из-за вибраций. На Д автомобилей могут применяться ВО двух типов по роду теплоносителей: воздух-вода или воздух-воздух (радиаторы).

В трубчатых охладителях наддувочного воздуха для интенсификации теплообмена применяют развитое оребрение межтрубного пространства из-за малого коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха.

Большое распространение в судовых ДВС получили ВО с тремя типами теплообменных поверхностей:

- круглые трубки с индивидуальными или групповыми ребрами-пластинами;
- плоские трубки с групповыми ребрами-пластинами;
- круглые (часто биметаллические) трубки с цилиндрическими или винтовыми накатанными ребрами.

В последние годы по соображениям технологичности и стоимости предпочтение отдается ВО из круглых трубок с накатанными ребрами, обеспечивающими высокую вибростойкость при приемлемых теплотехнических показателях.

Подробные данные по различным типам современных теплообменных аппаратов, в том числе по ВО дизелей, можно найти в работах [1], [6], [9], [10], [14], [16].

Ниже излагаются методы определения геометрических характеристик (поверхности, проходного сечения) и приводятся критериальные зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи и аэродинамического сопротивления.

8.2.1. Круглые трубки с накатанными ребрами

Этот тип поверхности, благодаря высокой технологичности и малой стоимости, получил наибольшее распространение для ВО, охладителей масла и воды дизелей. Серийный выпуск охладителей этого типа освоен на Беринском машиностроительном заводе [10].

В работе [15] приведены результаты экспериментальных исследований, выполненных в ЦКТИ, в итоге которых получены обобщенные критериальные зависимости для расчета коэффициентов теплоотдачи и гидравлических сопротивлений в межтрубном пространстве. Расчет геометрических характеристик ведется по приводимым ниже зависимостям согласно схеме оребренной трубки (рис. 12).

Ребра могут изготавливаться двух типов: цилиндрические и винтовые - прямоугольные или трапециевидные в поперечном сечении.

В табл. 2 приведены зависимости для расчета геометрических характеристик теплообменников из труб с накатанными ребрами. Проходные сечения S_a и S_w даны для ВО в целом, удельные поверхности F_p и F_{mp} - на 1 пог.м одной трубки, $\text{м}^2/\text{м}$. Размеры трубки указаны на рис. 12. У прямоугольных ребер $\delta_1 = \delta_2$. Другие обозначения в таблице: a , l - ширина и высота ВО по фронту; z_1 и z_2 - число трубок по фронту и рядов трубок в глубину (по потоку воздуха); i_w - число ходов по воде.

Удельная полная наружная поверхность оребренной трубки, $\text{м}^2/\text{м}$:

$$F_n = F_p + F_{mp}.$$

Полная поверхность теплообмена со стороны воздуха определится соотношением:

$$F_x = F_n \cdot (z_1 \cdot z_2) \cdot l, \text{ м}^2.$$

Полная поверхность теплообмена со стороны воды, м^2 :

$$F_w = \pi \cdot d_o \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot l.$$

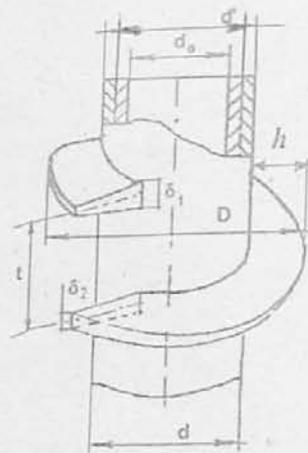


Рис. 12. Труба свитовыми накатанными ребрами

Обобщенные уравнения подобия для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи шахматных оребренных пучков при поперечном обтекании газовым потоком имеют вид [15]:

$$Nu_a = \frac{\alpha_k \cdot l'_a}{\lambda_a} = c_2 \cdot c_3 \cdot \varphi_n^{-0.5} \cdot Re_a^n \cdot Pr_a^{0.33}$$

где $Re_a = \frac{w_a \cdot l'_a}{\nu_a}$ - критерий Рейнольдса для средних параметров воздуха и

определяющего размера l'_a ; $Pr_a = \frac{\nu_a \cdot \rho_a \cdot c_a}{\lambda_a}$ - число Прандтля по сред-

ним параметрам воздуха в ВО; w_a , ν_a , ρ_a , c_a , λ_a - скорость, кинематическая вязкость, плотность, теплоемкость и коэффициент теплопроводности

воздуха по средним t_a и P_a в ВО; $c_3 = \beta^{0.1} = \left[\frac{s_1 - d}{s'_2 - d} \right]^{0.1}$ - коэффициент

формы пучка,

К расчету ВО из круглых труб с накатанными ребрами

	Ребра цилиндрические прямоугольного сечения	Ребра винтовые прямоуголь- ного сечения	Ребра трапециевидные винтовые
Площадь проход- ного сечения для воздуха, м ²	$S_b = \left[1 - \frac{(d \cdot t + 2 \cdot h \cdot \delta)}{(s_1 \cdot t)} \right] \cdot a \cdot t$	$S_b = \left[1 - \frac{(d \cdot t + 2 \cdot h \cdot \delta)}{(s_1 \cdot t)} \right] \cdot a \cdot t$	$S_b = \left[1 - \frac{(d \cdot t + h \cdot (\delta_1 + \delta_2))}{(s_1 \cdot t)} \right] \cdot a \cdot t$
Проходное сече- ние по воде, м ²	$S_w = \frac{\pi \cdot d_o^2 \cdot z_1 \cdot z_2}{4 \cdot i_w}$	$S_w = \frac{\pi \cdot d_o^2 \cdot z_1 \cdot z_2}{4 \cdot i_w}$	$S_w = \frac{\pi \cdot d_o^2 \cdot z_1 \cdot z_2}{4 \cdot i_w}$
Удельные по- верхности тепло- обмена на старо- не воздуха одной трубки, м ² /м	$F_p = \frac{1}{t} \left[\pi \cdot D \cdot \delta + \frac{\pi}{2} \cdot (D^2 - d^2) \right]$	$F_p = \frac{1}{t} \left[\delta \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot D^2 + t^2} + 2 \cdot h \cdot \sqrt{\pi^2 \left(\frac{D+d}{2} \right)^2 + t^2} \right]$	$F_p = \frac{1}{t} \left[\delta_2 \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot D^2 + t^2} + 2 \cdot \sqrt{\pi^2 \left(\frac{D+d}{2} \right)^2 + t^2} \cdot h \cdot \sqrt{h^2 + \frac{(\delta_1 - \delta_2)^2}{4}} \right]$
Удельные по- верхности межди- берных участков, м ² /м	$F_{mp} = \pi \cdot d \cdot (1 - d/t)$	$F_{mp} = \pi \cdot d - \frac{\delta}{t} \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot d^2 + t^2}$	$F_{mp} = \pi \cdot d - \frac{\delta_1}{t} \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot d^2 + t^2}$

где s_1 - шаг трубок по фронту; $s'_2 = \sqrt{s_2^2 + s_1^2} / 4$ - диагональный шаг трубок; s_2 - шаг трубок по потоку; $\varphi_n = F_n / (\pi \cdot d)$ - коэффициент оребрения; $n = 0.6 \cdot \varphi_n^{0.07}$ - показатель степени для Re_n ; $c_2 = 1$ при $z_2 \geq 4$.

Определяющий размер l'_a рекомендуется подсчитывать по формуле

$$l'_a = \frac{F_{mp}}{F_n} \cdot d + \frac{F_p}{F_n} \cdot \sqrt{0.785 \cdot (D^2 - d^2)}$$

Приведенная зависимость для α_k справедлива при следующих значениях определяющих параметров:

$$Re_n = 500 \dots 370000; \quad l'_a = 12 \dots 178;$$

$$\beta = 0.45 \dots 2.2; \quad \varphi = 1 \dots 21.2$$

Связь приведенного коэффициента теплоотдачи α_n и конвективного α_k выражается уравнением:

$$\alpha_n = \left(\frac{F_p}{F_n} \cdot E \cdot \mu \cdot \phi + \frac{F_{mp}}{F_n} \right) \cdot \alpha_k$$

где E - коэффициент эффективности ребер; μ - коэффициент, учитывающий уширение ребер к основанию; ϕ - поправочный коэффициент.

Для определения E , μ , ϕ рекомендуются зависимости:

$$\phi = 1 - 0.058 \cdot m \cdot h_p; \quad m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_k}{\lambda_M \cdot \delta_{cp}}}$$

где $\lambda_M \cdot \frac{Вт}{мК}$ - коэффициент теплопроводности ребра; $h_p = (h + 0.5 \cdot \delta_1)$ - расчетная высота ребра;

$$\mu = 1 + \frac{1 - \sqrt{\delta_2 / \delta_1}}{8.58} \cdot m \cdot h_p;$$

$$E = 1 - 0.2 \cdot (m \cdot h_p)^2 - \left(0.06 + \frac{D/d - 1.2}{20} \right) \cdot m \cdot h_p$$

Поправка при переходе от α_k к α_n обычно не превышает 5-10%.

Одним из первых ВО с таким типом поверхности был ВО, разработанный на ПО "Русский Дизель" для двигателей типа 61-ДПРН 23/2х30. У этих ВО теплообменная поверхность компоновалась из биметаллических трубок (внутри из сплава МНЖМц-30-1-1, снаружи АМЦМ) со следующими размерами:

$d_o = 10$ мм, $d' = 12$ мм (наружный диаметр внутренней трубы); $d = 13.5$ мм; $D = 29$ мм; $\delta_2 = 0.8$ мм; $s_1 = 30$ мм; $s_2 = 27$ мм, эскиз трубки приведен в пособии [5, рис.13]. Для расчетов можно использовать следующие характеристики такого ВО:

$f_x = 0.4$ - удельная поверхность охлаждения на стороне воздуха трубки, $м^2 / пог.м$;

$s'_a = 0.0172$ - удельное загромождение по фронту;

$s_n = 0.0128$ - проходное сечение по фронту, $м^2 / м$.

По этим удельным показателям можно легко подсчитать:

$F_x = f_x \cdot l \cdot (z_1 \cdot z_2)$ - поверхность охлаждения по воздуху, где z_1, z_2 - число трубок по фронту и число рядов в глубину;

$S_n = s_n \cdot l \cdot z_1$ или $S_n = a \cdot l - s'_a \cdot l \cdot z_1$ - живое сечение по фронту для воздуха;

$S_w = \frac{\pi \cdot d_o^2 \cdot (z_1 \cdot z_2)}{4 \cdot i_w}$ - живое сечение по воде, где i_w - число ходов по воде;

где:

$F_w = \pi \cdot d_o \cdot l \cdot z_1 \cdot z_2$ - поверхность теплообмена по воде, l - высота трубки.

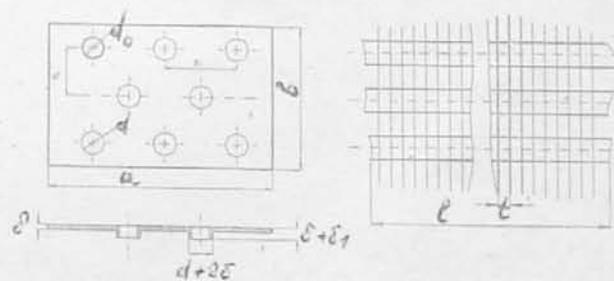


Рис.13. Теплообменная поверхность из круглых труб с ребрами-пластинами

Для расчета коэффициента теплоотдачи можно использовать критериальное уравнение вида $Nu_n = \frac{\alpha_n \cdot d_{2e}}{\lambda_n} = 0.0496 \cdot Re_n^{0.73}$ либо на базе данных ЦНИДИ - уравнение $Nu_n = 0.037 \cdot Re_n^{0.73}$, при этом d_{2e} находят по

формуле $d_{\text{эк}} = \frac{4 \cdot s_2 \cdot z_2 \cdot S_n}{F_x}$, где S_n, F_x - по вышеприведенным формулам, а s_2, z_2 - шаг и число рядов трубок по потоку.

Для приближенной оценки $\Delta P_{\text{ок}}$ в ВО ПО "Русский Дизель" можно использовать зависимость:

$$\frac{Eu_n}{z_2} = 0.796 \cdot Re_n^{-0.165}$$

либо рекомендуемую ЦНИДИ $\frac{Eu_n}{z_1 z_2} = 4.66 \cdot Re_n^{-0.83}$ при условии оценки

$d_{\text{эк}}$ по вышеприведенной формуле.

Более точная оценка $\Delta P_{\text{ок}}$ в ВО (из круглых трубок с накатанными ребрами), по-видимому, может быть получена по обобщенной зависимости, даваемой в работе ЦКТИ [15] для шахматных пучков из круглых трубок с накатанными ребрами

$$Eu_n = \frac{\Delta P_{\text{ок}}}{\rho_n \cdot w_n^2} = 0.13 \cdot z_2 \cdot c_z' \cdot \left(\frac{f_n'}{d_{\text{эк}}'} \right)^{0.3}$$

где Eu_n берется по средним параметрам воздуха; c_z' - поправочный коэффициент для малорядных пучков, при $z_2 \geq 5$ $c_z' = 1.0$; f_n' - определяющий размер; $d_{\text{эк}}'$ - эквивалентный диаметр, определяемый для труб с цилиндрическими ребрами по формуле

$$d_{\text{эк}} = \frac{2 \cdot [t \cdot (s_1 - d) - 2 \cdot h \cdot \delta]}{(2 \cdot h + t - \delta)}$$

для труб с трапециевидными ребрами

$$d_{\text{эк}} = \frac{2 \cdot [t \cdot (s_1 - d) - h(\delta_1 + \delta_2)]}{\sqrt{(\delta_1 - \delta_2)^2 + 4 \cdot h^2} + t - \delta_1}$$

Для определения коэффициента теплоотдачи на стороне воды при турбулентном режиме течения в технически гладкой трубе, т.е. при $Re_w \geq (10^4 - 5 \cdot 10^6)$ и $Pr_w = (0.6 - 2500)$, можно пользоваться критериальным уравнением

$$Nu_w = \frac{\alpha_w \cdot d_o}{\lambda_w} = 0.021 \cdot Re_w^{0.8} \cdot Pr_w^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_{cm}} \right)^{0.25} \cdot \varepsilon_l$$

где d_o - внутренний диаметр трубки;

$Re_w = \frac{w_w \cdot d_o}{\nu_w}$ и $Pr_w = \frac{\rho_w \cdot \nu_w \cdot c_w}{\lambda_w}$ - критерии Рейнольдса и Прандтля по

средней температуре воды; Pr_{cm} - критерий Прандтля по средней температуре стенки $T_{cm} \approx \frac{T_w + T_n}{2}$; $\rho_w, \nu_w, c_w, \lambda_w$ - плотность, кинематическая вязкость, теплоемкость и коэффициент теплопроводности воды;

$\varepsilon_l = \left(1 + \frac{d_o}{l} \right)$ при $l/d \leq 50$ и $\varepsilon_l = 1$ при $l/d > 50$.

В тех случаях, когда $Re_w < 10^4$, надо использовать критериальное уравнение для переходного или ламинарного режима течения [6]. В частности, для ламинарного режима течения, т.е. при $Re_w < 2300$, для гладких, прямых труб можно использовать при $l/d_o > 10$ и $Re_w > 10$ следующую зависимость, см. [6]:

$$Nu_w = 1.4 \cdot \left(\frac{Re_w \cdot d_o}{l} \right)^{0.4} \cdot Pr_w^{0.33} \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}$$

свойств по средним параметрам воды (w) или по средней температуре стенки (cm).

При $l/d_o > 0.067 Re_w Pr_w^{5/6}$ используют формулу

$$Nu_w = 4(Pr_w / Pr_{cm})^{0.25}$$

Наконец, в случае переходного режима течения ($2300 < Re_w \leq 10000$) α_w определяется по уравнению

$$Nu_w = \left(\frac{Nu_{w2}}{Nu_{wm}} \right)^{5.72} \cdot Nu_{wm} \cdot Re_w^{0.62 \ln \left(\frac{Nu_{wm}}{Nu_{w2}} \right)}$$

где Nu_{w2} и Nu_{wm} соответственно при $Re_w = 2300$ и 10000 .

Коэффициент гидравлического сопротивления на стороне воды при переходном и турбулентном режимах течения в гладкой трубе определяется по уравнениям:

$$\text{при } \frac{2 \cdot \Delta}{d_o} < \frac{5}{Re_w^{0.5}}$$

$$\xi_w = \left[1.82 \cdot \lg \left(\frac{Re_w \cdot Pr_w}{Pr_{cm}} \right) - 1.64 \right]^{-2}$$

$$\xi_w = \left[2 \cdot \lg \left(\frac{d_o}{\Delta} \right) + 1.14 \right]^{-2}$$

$$\text{при } \frac{2 \cdot \Delta}{d_o} \geq \frac{5}{Re_w^{0.5}}$$

где Δ - высота микронеровностей трубы.

Для ламинарного режима течения коэффициент гидравлического сопротивления равен

$$\xi_w = \left(\frac{A}{Re_w} \right) \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_{cm}} \right)^{-n}$$

где $A = 64$ - для круглой трубы, $A = 73$ - для плоскоовальной трубы;

$$n = c \left(\frac{Pe \cdot d_o}{l} \right)^m \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_{cm}} \right)^{0.062}, \text{ при этом } c = 0.3 \text{ и } m = -0.3$$

при $\frac{Pe \cdot d_o}{l} \leq 1500$; $c = 0.535$ и $m = -0.1$ при $\frac{Pe \cdot d_o}{l} > 1500$. Для

некруглых труб определяющий размер (вместо d_o) находится по формуле

$$d_{эв} = \frac{4 \cdot f}{P}, \text{ где } P - \text{периметр, } f - \text{поперечное сечение канала.}$$

В частности, для плоских трубок (рис. 14) он будет равен

$$d_{эв} = \frac{4 \cdot \left[\frac{\pi \cdot d_o^2}{4} + (b' - d) \cdot d_o \right]}{\pi \cdot d_o + 2 \cdot (b' - d)}$$

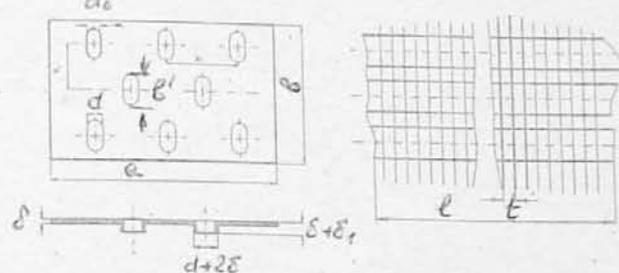


Рис. 14. Теплообменная поверхность из плоских трубок с ребрами-пластинами

8.2.2. Круглые трубы с групповыми или общими ребрами-пластинами

Схема теплообменной поверхности представлена на рис. 13. В охладителях судовых Д - холодный теплоноситель - забортная вода, поэтому применяют медные, латунные, мельхиоровые (МНЖМц) или титановые трубки с $d = (6 - 30) \text{ мм}$, с толщиной стенки не более 0,5-1,5 мм. Шаг по фронту $s_1 \geq (1.3 - 1.5) \cdot d$ (реже до $2d$ и более), оптимальные $s_1/s_2 \sim (1.18 - 1.3)$, где s_2 - шаг по потоку воздуха (в глубину). Расположение трубок в пучке - шахматное. Ребра-пластины - групповые (на секцию из 6-12 трубок) или общие, гладкие или гофрированные (что повышает α_s на 10-15%). Материал пластин - алюминий, реже латунь, медь. Соединение пластин с трубками - пайкой, с отбортовкой или чаще без нее. Толщина пластин $\delta \geq (0.2 - 0.3) \text{ мм}$, относительный шаг близок к $t/d \sim (0.2 - 0.25)$, но обычно t не менее 2,5-3,0 мм.

Живое сечение для прохода воздуха (по фронту с шириной a и высотой l) при условии $t = (\delta_1 + \delta_2) \cdot m^2$:

$$S_n = [a - (d + 2 \cdot \delta) \cdot z_1] \cdot l - \delta \cdot a \cdot n_1$$

где z_1 - число трубок по фронту; a, l, d, δ - размеры по рис. 13;

$$n_1 = \left(\frac{l}{t} - 1 \right) - \text{общее число ребер-пластин.}$$

Если пластины без отбортовки, находим

$$S_n = [(a - d \cdot z_1) \cdot l - \delta \cdot a \cdot n_1]$$

В случае ВО с групповыми, а не общими ребрами-пластинами вначале находится живое сечение S'_a для группы или секции трубок, а затем суммарное живое сечение для воздуха.

$$S_a = S'_a \cdot z_3,$$

где z_3 - число секций трубок по фронту ВО.

Проходное сечение для протока воды $S_w, \text{м}^2$, будет:

$$S_w = \frac{\pi \cdot d_o^2 \cdot (z_1 \cdot z_2)}{4 \cdot i_w},$$

где d_o - внутренний диаметр трубок; z_2 - число рядов (по z_1 трубок) в глубину, по потоку воздуха; i_w - число ходов по воде, обычно $i_w = (1-4)$.

Произведение $(z_1 \cdot z_2)$ должно быть равно общему числу трубок в ВО. Если в нечетных и четных рядах число трубок неодинаково, вместо z_1 надо

взять $z_{1cp} = \frac{z_{1p} + z_{2p}}{2}$, где z_{1p} и z_{2p} - число трубок в первом и втором рядах.

При нечетном z_2 произведение $(z_1 \cdot z_2)$ округляется до целого.

Общая поверхность охлаждения ВО на стороне воздуха, м^2 для пластины с отбортовкой:

$$F_x = n_1 \cdot \left[2ab - \frac{\pi}{2} d^2 z_1 z_2 + \pi \cdot (d + 2\delta) \delta_1 z_1 \cdot z_2 + 2\delta(a+b) \right],$$

для пластин без отбортовки:

$$F_x = \pi d l z_1 z_2 + n_1 \cdot \left[2ab - \frac{\pi}{2} d^2 z_1 z_2 - \pi \cdot d \delta z_1 \cdot z_2 + 2\delta(a+b) \right].$$

В секционном ВО вначале определяется общая поверхность на стороне воздуха для одной секции F'_x , а затем и общая поверхность всего ВО $F_x = F'_x \cdot z_3 \cdot z_4$, где z_3 и z_4 - число секций по фронту и рядов секций в глубину соответственно.

Поверхность теплообмена по воде будет

$$F_w = \pi \cdot d_o \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot l \text{ или } F_w = F'_w \cdot z_3 \cdot z_4,$$

где F'_w - поверхность со стороны воды одной секции.

В малооборотных судовых ДВС Брянского завода (в первых поколениях) ВО компоновались из отдельных секций с размерами $a' \times l' \times b' = (0.156 \times 0.875 \times 0.144) \text{м}$ с шагом трубок по фронту $s_1 = 52 \text{мм}$, в глубину $s_2 = 36 \text{мм}$, $d/d_o = 19/16 \text{мм}$. Число трубок в

секции: по фронту $z'_1 = 3$, в глубину $z'_2 = 4$. Толщина ребер $\delta = 0.4 \text{мм}$, шаг ребер $t = 3 \text{мм}$. Удельное проходное сечение одной трубки по воздуху $s_a = 0.0276 \text{м}^2 / \text{пог.м}$; удельная поверхность охлаждения $f_x = 1.19 \text{м}^2 / \text{пог.м}$, а по воде $f_w = 0.0503 \text{м}^2 / \text{пог.м}$. Число ходов по воде варьировалось в пределах $i_w = 2-4$. По этим удельным данным можно рассчитать:

$$\begin{aligned} F'_x &= f_x \cdot z'_1 \cdot z'_2 \cdot l; & S'_a &= s_a \cdot z'_1 \cdot l; \\ F_x &= F'_x \cdot z_3 \cdot z_4; & S_a &= S'_a \cdot z_3; \\ F'_w &= f_w \cdot z'_1 \cdot z'_2 \cdot l; & S'_w &= \pi \cdot d_o^2 \cdot z'_1 \cdot z'_2 / 4; \\ F_w &= F'_w \cdot z_3 \cdot z_4; & S_w &= S'_w \cdot z_3 \cdot z_4 / i_w. \end{aligned}$$

Приближенное значение коэффициента теплоотдачи на стороне воздуха можно определять по критериальному уравнению [9]:

$$\alpha_a = C \cdot \varepsilon \cdot \lambda_a \cdot \frac{\text{Re}_a^{0.6}}{d_a} \cdot \frac{\text{Bm}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

где принимают

$$\varepsilon = 0.255; C = 1 + \frac{0.1 \cdot s_1}{d} \text{ и } C = 1.3 \text{ при } s_1/d > 3;$$

$$\lambda_a \frac{\text{Bm}}{\text{м} \cdot \text{К}} - \text{коэффициент теплопроводности воздуха.}$$

При определении Re_a скорость и коэффициент динамической вязкости воздуха оценивают по средним параметрам; за определяющий размер d_a принимают наружный диаметр трубки - d .

Для оценки сопротивлений по воздуху в первом приближении можно пользоваться эмпирической зависимостью для суммарного коэффициента сопротивления шахматного пучка из круглых труб:

$$\begin{aligned} \text{при } s_1/d < s_2/d & - \xi_{\Sigma} = (4 + 6.6 \cdot z_2) \cdot \text{Re}_a^{-0.28}; \\ \text{при } s_1/d > s_2/d & - \xi_{\Sigma} = (5.4 + 3.4 \cdot z_2) \cdot \text{Re}_a^{-0.28}. \end{aligned}$$

где z_2 - число рядов трубок по потоку; s_1 , s_2 - фронтальный и продольный шаги трубок.

По найденному значению ξ_{Σ} находят $\Delta P_{ax}, \text{Па}$:

$$\Delta P_{ax} = \xi_{\Sigma} \cdot \gamma_a \cdot \frac{w_a^2}{2}.$$

По результатам опытных исследований в ЦНИДИ для ВО (ПО БМЗ) с круглыми трубками и общими пластинами при $d_o = 12$, $d = 15$, $t = 2.84$,

$s_1 = 30, s_2 = 25, \varphi = 12.4, \lambda_{cm} = 380 \frac{Bm}{M \cdot K}$ рекомендуются следующие критериальные зависимости:

$$Nu_a = 0.091 \cdot Re_a^{0.59} \text{ и } \frac{Eu_a}{z_1 \cdot z_2} = 2.58 \cdot Re_a^{-0.28},$$

где $z_1 \cdot z_2$ - общее число трубок в пучке; b - глубина пучка (см. рис. 13),

$$d_m = \frac{4 \cdot S_a \cdot b}{F_x} \text{ - определяющий размер.}$$

Расчет коэффициентов теплоотдачи α_w и сопротивлений ξ_w по воде ведется по зависимостям, приведенным в п. 8.2.1.

8.2.3. Плоские трубы с общими ребрами-пластинами

Эта поверхность характеризуется компактностью, достаточно высокими значениями α_a , меньшим сопротивлением по воздуху, но изготовление ВО усложняется. Плоские трубки получают деформацией круглых при исходных d от 6 до 30 мм. Минимальные d_0 для прохода воды (см. рис. 14) должны быть не менее 3 мм, толщина стенки не более 0,5-1,5 мм. Размер b' обычно составляет $\approx 3.5 \cdot d$, поперечный шаг - по соотношению $s_1/d \sim 2.2 - 2.5$, а продольный (по воздуху) $s_2/d \sim 3.8 - 4.5$. Ребра - чаще всего в виде общих пластин, в дизелях наземного транспорта - гофрированные. Шаг ребер-пластин не более 2-3 мм, толщина ребер $\delta \leq 0.2 - 0.3$ мм. Материалы деталей аналогичны таковым для охладителей с круглыми трубками (см. п. 8.2.2).

Прходное сечение для воздуха, M^2 , пластины с отбортовкой:

$$S_a = [a - (d + 2\delta) \cdot z_1] \cdot l - n_1 \cdot a \cdot \delta,$$

где z_1 - число трубок по фронту; $n_1 = (l/t - 1)$ - число пластин.

В случае пластин без отбортовки:

$$S_a = [(a - dz_1) \cdot l - n_1 \cdot a \cdot \delta].$$

Прходное сечение по воде:

$$S_w = \left[\frac{\pi \cdot d_o^2}{4} + (b' - d) \cdot d_o \right] \cdot \frac{z_1 \cdot z_2}{i_w},$$

где d, d_o, b' - размеры трубки по рис. 14; $z_1 \cdot z_2$ - общее число трубок (z_2 - число рядов трубок в глубину); i_w - число ходов по воде.

Общая поверхность теплообмена по воздуху, M^2 , пластины с отбортовкой

$$F_x = n_1 \left\{ 2ab - 2 \left[\frac{\pi \cdot d^2}{4} + (b' - d)d \right] \cdot z_1 z_2 + \left[\pi(d + 2\delta) + 2(b' - d) \right] \cdot \delta \cdot z_1 z_2 + 2\delta(a + b) \right\};$$

для общих пластин без отбортовки

$$F_x = [\pi d + 2(b' - d)](l - n_1 \delta) z_1 \cdot z_2 + n_1 \left\{ 2ab - 2 \left[\frac{\pi d^2}{4} + (b' - d)d \right] \cdot z_1 z_2 + 2\delta(a + b) \right\}.$$

Поверхность теплообмена по воде, M^2 :

$$F_w = [\pi \cdot d_o + 2(b' - d)] \cdot l z_1 z_2.$$

Приближенное значение коэффициента теплоотдачи по воздуху определяют по критериальному уравнению [4]:

$$Nu_a = \frac{\alpha_a \cdot d_{за}}{\lambda_a} = 0.317 Re_a^{0.695}$$

$$\text{или } \alpha_a = 0.317 \cdot \frac{\lambda_a}{d_{за}} \cdot Re_a^{0.695} \text{ при } 4000 \leq Re_a \leq 14 \cdot 10^3.$$

Критерий Re_a рассчитывается по средним параметрам воздуха в ВО, а определяющий размер находят по формуле $d_{за} = \frac{4 \cdot S_a}{P}$, где S_a - проходное сечение для воздуха, а P - смоченный периметр сечения.

Сопротивление по воздуху оценивается по уравнению [4]:

$$\Delta P_{ax} = \rho_a \cdot w_a^2 \cdot Eu_a = 2.16 \cdot z_2 \cdot \rho_a \cdot w_a^2 \cdot Re_a^{-0.193},$$

где z_2 - число рядов трубок по потоку.

Формула рекомендуется при тех же Re_a , что и для α_a .

Для расчета коэффициента теплоотдачи по воде применяют зависимости, приведенные в п. 8.2.1, используя для $d_{за}$ d_o или эквивалентный диаметр по соотношению

$$d_{\text{э}} = \frac{4 \left[d_o (b' - d) + \frac{\pi d_o^2}{4} \right]}{2(b' - d) + \pi d_o}$$

где d_o, d, b' - по рис.14.

8.3. ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Теплофизические свойства теплоносителей оказывают существенное влияние на условия и эффективность теплообмена. При расчете критериев теплообмена по средним значениям температуры и давления в потоках эти параметры следует определять с достаточной точностью.

8.3.1. Сухой воздух

В приложении 2 приведены свойства сухого воздуха при атмосферном давлении $P_o = 101.325 \cdot \text{кПа}$. Для расчета свойств воздуха $\rho_a, \lambda_a, \nu_a, c_a, \text{Pr}_a$ можно также пользоваться приближенными зависимостями в [2], [10]. Плотность воздуха оценивается по уравнению $\rho_a = 3.484 \cdot P_a / T_a$ либо по данным таблицы приложения 2, по соотношению $\rho_a = \rho_{ao} \cdot P_a / 101.325$, где $P_o = 101.325 \cdot \text{кПа}$ (т. е. 1 ата), а P_a - в кПа. Для расчета теплофизических свойств воздуха можно использовать приближенные зависимости [2], [10]:

- для коэффициента теплоемкости, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ $c_a = 1.0005 + 1.1904 \cdot 10^{-4} \cdot t$;
- для коэффициента теплопроводности, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ $\lambda_a = 0.37 \cdot 10^{-3} \cdot T^{0.748}$;
- для коэффициента динамической вязкости, $\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}$ $\mu_a = 0.544 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0.62}$;
- для коэффициента кинематической вязкости, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$

при $0 \leq t \cdot ^\circ\text{C} \leq 140$ $\nu_a = 10^{-6} \cdot (13.7 + 0.101 \cdot t) \cdot \frac{P_o}{P_a}$

$P_o = 98.07 \cdot \text{кПа}$;

при $140 \leq t \cdot ^\circ\text{C} \leq 400$ $\nu_a = 10^{-6} \cdot (6.7 + 0.1455 \cdot t) \cdot \frac{P_o}{P_a}$

$P_o = 98.07 \cdot \text{кПа}$.

При использовании табличных значений ν_{ao} при атмосферном давлении следует учесть изменение ν_a в зависимости от давления по формуле

$$\nu_a = \frac{P_{ao} \cdot \nu_{ao}}{P_a}$$

где ρ_{ao} и ν_{ao} берутся из приложения 2, при P_o и заданной

температуре, а $\rho_a = 3.484 \cdot \frac{P_a}{T_a}$ - фактическая плотность воздуха в ВО.

Температура воздуха за ВО ограничивается не только температурой воды, подаваемой на охлаждение, т.е. неравенством $t_k \geq (t_w + 10 - 15)^\circ$, но и по соображениям предотвращения конденсации влаги на концевых участках ВО. Выпадение влаги из воздуха возможно в ВО в тех случаях, когда температура на стенках трубок достигнет температуры точки росы или будет ниже ($T_k \leq T_{pc}$). Последняя ориентировочно определяется по выражению [2]:

$$T_{pc} = 102.13652 \cdot x_{a2}^{0.31} + 273.2,$$

где $x_{a2} = 0.622 \cdot \frac{P_n}{P_o - P_n}$ - влагосодержание всасываемого воздуха;

$P_n = \varphi_o \cdot P_o$ - парциальное давление паров в воздухе; φ_o, P_o - относительная влажность и давление окружающего воздуха, при условии, что $T_o \geq T_n$, где T_n, P_n - температура и давление на линии насыщения водяного пара. Если $T_o \leq T_n$, то $P_n = \varphi_o \cdot P_n$.

В работе [2, с.16] дается методика расчета количества влаги, выделяющейся в ВО и оценки вероятности выпадения конденсата в ВО.

8.3.2. Параметры заборной воды

Теплофизические свойства заборной воды в зависимости от солёности приведены в приложении 3. При желании для их определения можно использовать следующие приближенные зависимости [2] для заборной воды различной солёности $\Pi = (10 \dots 30)\%$ при $T = (283 \dots 363) \cdot \text{К}$:

- плотность
$$\rho_w = \frac{1009 + 0.733 \cdot (\Pi - 10)}{0.997 + 0.3 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 283.2)}$$

- теплоемкость
$$c_w = 4.04 - 0.00544 \cdot (\Pi - 10)$$

- коэффициент теплопроводности
$$\lambda_w = 0.028 \cdot \frac{[0.999 \cdot 10^{-3} \cdot \rho_w + 0.733 \cdot 10^{-3} \cdot (\Pi - 10)]^{2.15} \cdot c_w^{1.55}}{\mu_w^{0.12}}$$

- коэффициент кинематической вязкости
$$\nu_w = \frac{1.78 \cdot 10^{-3} \cdot [1 + 0.0009 \cdot (\Pi - 10)]}{\rho_w \cdot [1 + 0.0337 \cdot (T - 273.2) + 0.000221 \cdot t^2]}$$

где $\mu_w = \nu_w \cdot \rho_w$.

Отметим, что в приложении 3 соленость воды дана в ‰, при этом $1\Pi(\text{‰}) = 100^\circ\text{Б}$. Расхождения по приближенным зависимостям и по табличным данным обычно не более 1-3%.

8.4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Расчет ведется для номинального режима работы Д в такой последовательности.

1. Количество теплоты, отводимой от воздуха, кВт:

$$Q_x = G_k \cdot c_a \cdot (t'_k - t_k),$$

где G_k - расход воздуха в ВО, кг/с; c_a - теплоемкость воздуха, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, для при-

кидных расчетов можно принимать $c_a \cong (1.005 - 1.02)$ при

$$t'_k = (50 - 200)^\circ\text{C}.$$

2. Температура воды на входе в ВО обычно принимается с запасом в пределах $t'_w = (25 - 27)^\circ\text{C}$, для тропических условий - 32°C .

3. Температура воды на выходе из ВО оценивается в зависимости от схемы подключения ВО в контуре забортной воды:

- при последовательном подключении $t''_w = t'_w + (3 - 6)^\circ\text{C}$;

- при параллельном подключении $t''_w = t'_w + (5 - 12)^\circ\text{C}$.

4. Необходимый расход охлаждающей воды, кг/с:

$$G_w = \frac{Q_x}{c_w \cdot (t''_w - t'_w)}$$

5. Среднелогарифмический температурный напор для ВО с перекрестно-противоточной схемой приближенно равен

$$\Delta t_x = \frac{(t'_k - t''_w) - (t_k - t'_w)}{\ln \frac{(t'_k - t''_w)}{(t_k - t'_w)}}$$

при более точных расчетах используют зависимость [6]

$$\Delta t_x = \frac{z_t \cdot (T''_w - T'_w)}{\ln \left[\frac{2 - P(1 - R - z_t)}{2 - P(1 + R + z_t)} \right]}$$

где параметры P , R , z_t находят по соотношениям:

$$P = \frac{T''_w - T'_w}{T'_k - T'_w}; R = \frac{T'_k - T_k}{T''_w - T'_w}$$

$$z_t = \sqrt{1 + R^2 - 2 \cdot R \cdot (1 - 2P_{nm})}$$

где P_{nm} - коэффициент противоточности.

В ВО судовых ДВС обычно используется одно- или многократно-перекрестный ток с разделением охлаждающего теплоносителя (вода). В таких схемах можно полагать $P_{nm} \approx 0.57$. В многоходовых схемах по воде и в противотоке P_{nm} может достигать $0.87 - 0.95$.

6. Средние параметры воздуха в ВО:

$$t_a = \frac{t'_k + t_k}{2}; P_a = \frac{P'_k + P_k}{2}; \rho_a = 3.484 \cdot \frac{P_a}{T_a}$$

$$\nu_a = f(t_a, P_a)$$

7. Скорость воздуха в ВО, м/с, $w_a = \frac{G_a}{\rho_a \cdot S_a}$ обычно

$w_a \sim (10 - 30) \text{ м/с}$, редко выше.

8. По этим данным, используя критериальные уравнения для принятой теплообменной поверхности (см. параграф 8.2), находят коэффициент теплоотдачи α_a , предварительно оценив $d_{\text{эк}}$, (l'_a) , λ_a с учетом соответствующих указаний.

9. Скорость воды в ВО

$$w_w = \frac{G_w}{\rho_w \cdot S_w} \text{ м/с};$$

обычно $w_w \leq (0.3 - 3.0) \text{ м/с}$.

10. Коэффициент теплоотдачи по воде определяется по критериальным уравнениям в п. 8.2.1, при этом Re_w , Pr_w принимают по средней температуре воды в ВО, т.е. $t_w = (t_w'' + t_w')/2$, Pr_{cm} - по средней температуре стенки трубы $t_{cm} = (t_w + t_g)/2$.

11. Средний коэффициент теплопередачи в расчете на единицу оребренной поверхности:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} \cdot \frac{F_g}{F_w} + \frac{F_g}{\alpha_w \cdot F_w}} \cdot \frac{Bm}{M^2 \cdot K}$$

где δ_{cm} , λ_{cm} - толщина и коэффициент теплопроводности стенки трубки.

Для λ_{cm} можно принимать: медь - (370-390); латунь - (86-105); сплавы МНЖМц - (30-52); алюминиевые сплавы - 175, $\frac{Bm}{M \cdot K}$. Обычно для ВО судовых ДВС имеют:

$$\alpha_g \sim (150 - 600), \quad \alpha_w \sim (3000 - 10000),$$

$$k \sim (100 - 500) \frac{Bm}{M^2 \cdot K}$$

12. Расчетная поверхность охлаждения ВО, M^2 :

$$F_{x_p} = \frac{Q_x \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t_x}$$

с учетом запаса надо иметь $F_x \approx (1.1 - 1.15) \cdot F_{x_p}$. При неблагоприятном соотношении F_x/F_{x_p} расчет корректируется.

8.5. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Сопротивления на стороне воздуха определяются по критериальным уравнениям (см. пп. 8.2.1-8.2.3). Для этого находят коэффициент сопротивления ζ_g или Eu_g , что и позволяет найти общее сопротивление на стороне воздуха

$$\Delta P_{\alpha g} = \zeta_g \cdot \rho_g \cdot w_g^2 / 2 = \rho_g \cdot w_g^2 \cdot Eu_g$$

Расчетное сопротивление не должно превышать заданное $\Delta P_{\alpha g}$ (в тепловом расчете и при расчетах агрегатов наддува).

Сопротивления по воде мало сказываются на работе Д и, в принципе, их можно не рассчитывать. В первом приближении потери напора по воде определяют через коэффициенты гидравлического сопротивления по воде (см. п. 8.2.1) либо по формуле $\lambda_w' = 0.3164 / \sqrt[4]{Re_w}$. Потери на трение со стороны воды будут

$$\Delta P_w' = i_w \cdot \xi_w \cdot \rho_w (l/d_o) \cdot \frac{w_w^2}{2} = i_w \cdot \lambda_w' \cdot \rho_w (l/d_o) \cdot \frac{w_w^2}{2}$$

Потери от местных сопротивлений

$$\Delta P_w'' = \sum_1^z \xi_{z_m} \cdot \rho_w \cdot \frac{w_w^2}{2}$$

где z_m - общее число местных сопротивлений; ξ_{z_m} - локальный коэффициент местных сопротивлений.

Для поворота потока на 180° принимают $\xi_{..} \approx 2.5$. При внезапном расширении $\xi_{z_m} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$, где S_1 и S_2 - площади сечений до и после расширения.

При внезапном сужении канала ξ_{z_m} можно принимать по следующим данным:

S_1/S_2	0,01	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
ξ_{z_m}	0,5	0,47	0,42	0,38	0,34	0,30	0,25	0,20	0,15	0,09	0,0
λ											

При повороте потока в канале-колене:

$$\xi_{..} = \sin^2(0.5\alpha) + 2 \sin^4(0.5\alpha)$$

где α - угол поворота потока.

Общее суммарное сопротивление по воде

$$\Delta P_w = \Delta P_w' + \Delta P_w''$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных ДВС/Под ред. М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1973.
2. Бажан П. И. Расчет и конструирование охладителей дизелей. М.: Машиностроение, 1981.
3. Ваншейдт В. А. Конструирование и расчеты прочности судовых ДВС. Л.: Судостроение, 1969.
4. Гольтраф И. С. Охлаждение воздуха в судовых дизелях. Л.: Судостроение, 1966.
5. Гордеев П. А. Система воздухообеспечения судового дизеля: Учеб. пособие. Л.: Изд. ЛКИ, 1978.
6. ДВС: системы поршневых и комбинированных двигателей/Под ред. М. Г. Круглова, А. С. Орлина. Изд. 3-е. М.: Машиностроение, 1985.
7. ДВС: теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. 4-е изд., пер. и доп./Под ред. М. Г. Круглова, А. С. Орлина. М.: Машиностроение, 1983.
8. Дизели: справочник/Под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова. 3-е изд., пер. и доп. Л.: Машиностроение 1977.
9. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973.
10. Справочник по теплообменным аппаратам/П. И. Бажан, Г. Е. Коновец, В. М. Селиверстов. М.: Машиностроение, 1989.
11. Теория реактивных двигателей: лопаточные машины /Б. С. Стечкин, П. К. Казанджан и др. М.: Оборонгиз, 1956.
12. Теория ДВС/Под ред. Н. Х. Дьяченко. Изд. 2-е. Л.: Машиностроение, 1975.
13. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: Справочник. Л.: Машиностроение, 1975.
14. Цыганков А. С. Расчет теплообменных аппаратов. Л.: Судпромгиз, 1956.
15. Юдин В. Д. Теплообмен поперечно-оребранных труб. Л.: Машиностроение, 1982.
16. Ханин Н. С., Аболтин Э. В., Лямцев Б. Ф. и др. Автомобильные двигатели с турбонаддувом. М.: Машиностроение, 1991.

Зависимости $\Delta \bar{t}_{ak}$ и $\Delta \bar{t}_{am}$ от π_k и π_m
[5], [8], [13]

$$\Delta \bar{t}_{ak} = \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), k = 1.4, \Delta \bar{t}_{am} = 1 - \left(\frac{1}{\pi_m} \right)^{\frac{k_m-1}{k_m}}, k_m = 1.34$$

π_k, π_m	$\Delta \bar{t}_{ak}$	$\Delta \bar{t}_{am}$	π_k, π_m	$\Delta \bar{t}_{ak}$	$\Delta \bar{t}_{am}$	π_k, π_m	$\Delta \bar{t}_{ak}$	$\Delta \bar{t}_{am}$
1.00	0.000	0.000	1.38	0.096	0.0785	1.76	0.176	0.1338
1.02	0.006	0.005	1.40	0.101	0.0821	1.78	0.179	0.1361
1.04	0.011	0.010	1.42	0.105	0.0853	1.80	0.183	0.1385
1.06	0.017	0.0145	1.44	0.110	0.0884	1.82	0.187	0.1410
1.08	0.022	0.0205	1.46	0.114	0.0917	1.84	0.190	0.1434
1.10	0.028	0.0240	1.48	0.118	0.0949	1.86	0.194	0.1458
1.12	0.033	0.0282	1.50	0.123	0.0979	1.88	0.198	0.1480
1.14	0.038	0.0327	1.52	0.127	0.1009	1.90	0.201	0.1501
1.16	0.043	0.0370	1.54	0.131	0.1040	1.92	0.205	0.1525
1.18	0.048	0.0411	1.56	0.136	0.1069	1.94	0.208	0.1547
1.20	0.054	0.0451	1.58	0.140	0.1098	1.96	0.212	0.1572
1.22	0.058	0.0490	1.60	0.144	0.1126	1.98	0.216	0.1595
1.24	0.063	0.0530	1.62	0.148	0.1155	2.00	0.219	0.1606
1.26	0.068	0.0570	1.64	0.152	0.1181	2.05	0.227	0.166
1.28	0.073	0.0607	1.66	0.156	0.1210	2.10	0.236	0.172
1.30	0.078	0.0645	1.68	0.160	0.1234	2.15	0.245	0.177
1.32	0.083	0.0680	1.70	0.164	0.1262	2.20	0.252	0.182
1.34	0.087	0.0717	1.72	0.168	0.1286	2.25	0.261	0.186
1.36	0.092	0.0751	1.74	0.172	0.1315	2.30	0.269	0.191

π_x, π_m	$\Delta \bar{t}_{ax}$	$\Delta \bar{t}_{am}$	π_x, π_m	$\Delta \bar{t}_{ax}$	$\Delta \bar{t}_{am}$	π_x, π_m	$\Delta \bar{t}_{ax}$	$\Delta \bar{t}_{am}$
2.35	0.276	0.195	3.00	0.369	0.243	4.30	0.518	0.309
2.40	0.284	0.200	3.10	0.382	0.249	4.40	0.528	0.313
2.45	0.292	0.204	3.20	0.395	0.256	4.50	0.538	0.317
2.50	0.299	0.207	3.30	0.407	0.261	4.60	0.547	0.321
2.55	0.306	0.211	3.40	0.419	0.267	4.70	0.557	0.325
2.60	0.314	0.215	3.50	0.431	0.272	4.80	0.566	0.328
2.65	0.321	0.219	3.60	0.442	0.277	4.90	0.575	0.332
2.70	0.328	0.223	3.70	0.454	0.283	5.00	0.584	0.335
2.75	0.335	0.226	3.80	0.465	0.287	5.50	0.628	0.351
2.80	0.342	0.230	3.90	0.476	0.292			
2.85	0.349	0.234	4.00	0.487	0.297			
2.90	0.355	0.237	4.10	0.497	0.301			
2.95	0.362	0.240	4.20	0.508	0.305			

Приложение 2

Теплофизические свойства воздуха при атмосферном давлении $P_0 = 101.325 \text{ кПа}$ [10]

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho_{во},$ кг/м^3	$\lambda_n 10^2,$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$	$\nu_{во} 10^6,$ $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$c_{п},$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	Pr_n
0	1.293	2.44	13.28	1.005	0.707
20	1.205	2.59	15.06	1.005	0.703
40	1.128	2.76	16.96	1.005	0.699
60	1.060	2.90	18.97	1.005	0.696
80	1.000	3.05	21.09	1.009	0.692
100	0.946	3.21	23.13	1.009	0.688
120	0.898	3.34	25.45	1.009	0.686
140	0.854	3.48	27.80	1.013	0.684
160	0.815	3.64	30.09	1.017	0.682
180	0.779	3.77	32.49	1.022	0.681
200	0.746	3.87	34.85	1.026	0.680

Физические свойства морской воды [14]

°C	$H_w 10^6, \frac{H \cdot c}{At^2}$			$V_w 10^6, \frac{M^2}{C}$			$A_w, \frac{Bm}{M \cdot K}$			$\rho_w, \frac{Kz}{M^3}$	
	1000	2000	3000	1000	2000	3000	1000	2000	3000	1000	2000
0	1805	1815	1825				0.540	0.531	0.528		
5	1530	1546	1555				0.548	0.540	0.536		
10	1321	1334	1349	1.305	1.309	1.314	0.548	0.548	0.544	1012	1019
15	1153	1165	1177	1.141	1.144	1.148	0.555	0.556	0.552	1010	1018
20	1020	1032	1045	1.011	1.015	1.021	0.563	0.563	0.560	1009	1016
25	906	917	932	0.899	0.904	0.904	0.569	0.571	0.567	1008	1015
30	815	829	839	0.811	0.818	0.822	0.578	0.585	0.576	1006	1013
35	754	765	775	0.751	0.756	0.760	0.587	0.593	0.584	1004	1012
40	658	664	671	0.657	0.658	0.659	0.600	0.596	0.594	1003	1010
45	600	606	611	0.600	0.601	0.602	0.607	0.603	0.600	1002	1009
50	550	555	560	0.550	0.551	0.552	0.613	0.610	0.608	1000	1007

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ.....	3
2. СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	3
3. ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА АГРЕГАТОВ НАДДУВА.....	4
3.1. Мощность и расход воздуха двигателя.....	4
3.2. Исходные параметры компрессора.....	6
3.3. Параметры заряда в воздушном тракте.....	8
3.4. Параметры воздухоохладителя.....	9
3.5. Параметры газа в выпускном коллекторе.....	9
3.6. Расчетные параметры изобарной газовой турбины, $P_m = const$	10
3.7. Расчетные параметры газовой турбины, $P_m = var$	11
4. ВПУСКНАЯ И ВЫПУСКНАЯ СИСТЕМА.....	15
4.1. Впускная система.....	15
4.2. Выпускная система.....	16
5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА.....	16
5.1. Определение диаметра рабочего колеса и выбор типоразмера турбокомпрессора.....	16
5.2. Конструктивные соотношения по центробежным компрессорам ДВС.....	21
5.3. Рабочее колесо компрессора.....	22
5.4. Безлопаточный диффузор.....	27
5.5. Лопаточный диффузор.....	28
5.6. Параметры на выходе и общие показатели компрессора.....	31
6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОСЕВОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ.....	31
6.1. Сопловой аппарат.....	33
6.2. Рабочее колесо осевой турбины.....	35
6.3. Потери, КПД и мощность турбины.....	38
7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ РАДИАЛЬНОЙ ТУРБИНЫ.....	39
7.1. Сопловой аппарат радиальной турбины.....	41
7.2. Рабочее колесо.....	42
7.3. Потери, КПД и мощность радиальной турбины.....	46
8. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ.....	48
8.1. Цель работы;.....	48
8.2. Выбор типа теплообменной поверхности и расчет ее геометрических характеристик.....	48
8.3. Параметры теплоносителей.....	62
8.4. Тепловой расчет воздухоохладителя.....	64
8.5. Расчет гидравлических сопротивлений.....	66
ЛИТЕРАТУРА.....	68
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	69