

Министерство образования и науки Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра теплоэнергетики

С.А. Наумов, В.Ю. Соколов, А.В. Садчиков, С.В. Горячев

РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Методические указания по курсовому
проектированию по дисциплине:
«Тепловые двигатели и нагнетатели»

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом
Государственного образовательного учреждения высшего
профессионального образования «Оренбургский государственный
университет»

Оренбург
ИПК ГОУ ОГУ
2011

УДК621.4(07)
ББК 31.28я7
Р24

Рецензент - доцент, кандидат технических наук Р. Ш. Мансуров

Р24 Расчет центробежного компрессора:
 методические указания по курсовому проектированию по курсу
 «Тепловые двигатели и нагнетатели»/ С.А. Наумов, В.Ю. Соколов,
 А.В. Садчиков, С.В. Горячев; Оренбургский гос. ун-т. - Оренбург:
 ОГУ, 2011 – 70 с.

Представлена тематика и варианты заданий к курсовому проекту.
Изложены общие требования к объему и содержанию проекта, к оформлению
расчетно-пояснительной записки и графической части. Приведена примерная
последовательность выполнения курсового проекта, необходимый для
работы справочный материал.

Методические указания предназначены для студентов, обучающихся
по направлению – Теплоэнергетика, очной и заочной форм обучения.

УДК621.4(07)
ББК 31.28я7

© С.А. Наумов, В.Ю.
Соколов, С.В. Горячев,
А.В.Садчиков, 2011
© ГОУ ОГУ, 2011

Содержание

Введение.....	4
Обозначения и сокращения.....	6
1 Определение основных параметров компрессора	7
2 Расчет рабочего колеса	13
3 Профилирование лопасти	19
3.1 Лопать, очерченная дугой окружности.....	19
3.2 Профилирование лопасти по точкам.....	21
3.3 Особенности расчета и профилирование рабочих колес с пространственными лопастями.....	24
3.4 Расчет рабочего колеса по методу подобия.....	26
4 Расчет отводящих устройств	27
4.1 Спиральный отвод.....	28
4.2 Безлопаточный диффузор.....	34
4.3 Лопаточный диффузор.....	36
5 Расчет подводящих устройств	40
5.1 Обратный направляющий аппарат.....	45
6 Пример расчета компрессора	47
6.1 Порядок расчета.....	48
6.2 Конструкция корпуса насоса.....	60
6.3 Расчет отводного устройства.....	61
Список использованных источников.....	66
Приложение А.....	67
Приложение Б.....	68
Приложение В.....	69
Приложение Г.....	70

Введение

Методическое пособие содержит порядок расчета центробежных нагнетателей. Указания позволяют глубже ознакомить студентов с особенностями расчетов одного из типов нагнетателей динамического действия: компрессора. Проведение расчетов помогает закреплению теоретического материала курса «Тепловые двигатели и нагнетатели», знакомит студентов с основами термодинамических расчетов нагнетателей, их конструкцией, прививает практические навыки к самостоятельной работе при проведении аналитических и инженерных расчетов нагнетателей на заданные условия работы. В процессе выполнения работы определяются основные геометрические размеры нагнетателей, рассчитываются скорости движения рабочего тела в различных элементах машины, на основании которых выбираются типы лопаток, углы установки лопаток, их геометрические размеры для обеспечения минимальных гидравлических сопротивлений и получения максимального значения коэффициента полезного действия.

Курсовой проект включает в себя расчетную и графическую части. Расчетная часть включает определение основных параметров компрессора согласно варианта задания (Приложение А) и оформляется расчетно-пояснительной запиской. Графическая часть выполняется для центробежного компрессора объемом два листа формата А1. На первом листе показывается чертеж общего вида центробежного компрессора в разрезе. Корпусные детали насоса вычерчиваются в масштабе относительно рассчитанных размеров рабочего колеса и приводного вала. Пример сборочного чертежа подобного компрессора представлен в приложении Б.

На втором листе формата А1 строятся планы скоростей на входе и выходе рабочего колеса центробежного компрессора расчет которого произведен. Показывается план построения цилиндрической огибающей лопасти рабочего колеса и выполняется детализация рабочего колеса в двух проекциях с показом расположения лопастей и корпус насоса.

На общем плане насосной установки приводится техническая характеристика с указанием основных параметров: производительности, напора, коэффициента быстроходности, типа соединительной муфты, мощности привода. При построении планов скоростей расчетные значения составляющих абсолютных скоростей потока, углы установки лопастей углы атаки и отставания потока заносятся в таблицу и приводятся на чертеже плана скоростей.

Обозначения и сокращения

- δ - бесконечно малое изменение величины;
- $\eta_{\text{пол}}$ - политропный к.п.д. компрессора.;
- $\eta_{\text{к}}$ - полный к.п.д. компрессора;
- w - относительная скорость потока;
- u_2 - окружная скорость;
- Z - фактор сжимаемости;
- \bar{H} - (коэффициент напора) относительный напор;
- \bar{P} - относительная величина давления (коэффициент давления);
- \bar{V} - относительный расход (коэффициент расхода);
- \bar{N} - относительная мощность (коэффициент мощности);
- D_2 - наружный диаметр рабочего колеса;
- $\ell_{\text{эфф}}$ - эффективная работа сжатия;
- m - массовый расход;
- n - частота вращения;
- R - газовая постоянная;
- S - толщина лопатки;
- C - соотношение давлений сжатия компрессора;
- C_c - соотношение давлений сжатия ступени;
- T_n' - температура рабочего тела на выходе в следующую ступень;
- T_n - температура рабочего тела начальная;
- K - показатель адиабаты;
- $N_{\text{к}}$ - мощность компрессора;
- V - производительность компрессора;
- c_0 - скорость рабочего тела на входе;
- b - ширина лопатки;
- μ - коэффициент стеснения потока на входе.

1 Определение основных параметров компрессора

Основные технические характеристики компрессора указываются в техническом задании или определяются из условий работы машины в системе.

Для расчета компрессора необходимо знать массовую M или объемную V производительность и отношение давлений сжатия C компрессора. Кроме того, должны быть заданы плотность ρ_n , температура T_n и давление P_n газа на входе в компрессор. Для расчета может быть задана частота вращения n вала компрессора, которая в значительной степени определяет число ступеней, размеры и массу компрессора. Ограничением для выбора больших значений n может быть число Маха, прочность и вибрация, аэродинамические шумы. Выбором n определяется тип приводного двигателя.

По заданному соотношению давлений сжатия C (берется из задания) и степени повышения давления в одной ступени $C_{ст}$ в зависимости от рабочего тела по таблице 1 определяем число ступеней (пример: воздух $C_{ст} = 1,76$)

$$z = \frac{C_K}{C_{ст}} = \frac{5,5}{1,76} = 3,125.$$

Принимаем число ступеней $z=3$.

Рассчитываем соотношение давлений с учетом гидравлических сопротивлений в промежуточных холодильниках ΔP и степень недоохлаждения в холодильнике по уравнению:

$$C_{C_1} = \sqrt[n+1]{\frac{C}{\ell^n}} \cdot \sqrt{\left(\frac{T'_n}{T_n}\right)^m}, \quad (1.1)$$

где n -число ступеней охлаждения;

$\frac{T'_n}{T_n}$ - степень недоохлаждения газа принимается в интервале $1,02 \div 1,06$;

T_n – начальная температура;

T'_n - начальная температура газа на входе в следующую ступень;

ℓ - соотношение давлений выхода и входа в холодильник ($\ell = 0,95 \div 0,98$).

После определения соотношений давлений в первой ступени, определяется соотношение давлений в последующих:

$$C_{C_i} = C_{C_1} / \left(\frac{T'_n}{T_n} \right)^m, \quad (1.2)$$

где m – множитель, определяемый в зависимости от показателя адиабаты и политропного коэффициента полезного действия ($\eta_{пол} = 0,75 \div 0,9$). Показатель адиабаты определяется по соотношению теплоемкостей $\kappa = C_p / C_v$.

$$m = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \eta_{пол}. \quad (1.3)$$

Определяем изменение температуры в первой ступени:

$$\Delta t_1 = T_n (C_{C_1}^{1/m} - 1) \quad (1.4)$$

и во второй

$$\Delta t_2 = T_{n_2} (C_{C_2}^{1/m} - 1). \quad (1.5)$$

Эффективная работа сжатия в ступенях компрессора:

$$\ell_{эфф} = R \cdot m \cdot \Delta t_i \quad (1.6)$$

для первой ступени, второй и последующих в зависимости от разности температур по ступеням Δt_i (где i - номер ступени).

Определяем мощность компрессора

$$N_k = (\ell_{CT_1} + \ell_{CT_2} + \ell_{CT_3}) \cdot m / \eta_k, \quad (1.7)$$

где $\ell_{CT_1}, \ell_{CT_2}, \ell_{CT_3}$ - удельные мощности ступеней (1-й, 2-й и т.д.)

m - массовый расход рабочего тела, кг/с;

η_k - полный к.п.д. компрессора.

Масса рабочего тела определяется из уравнения Клапейрона-Менделеева.

$$PV = zmRT, \quad (1.8)$$

где $m = PV / zRT$,

где V - производительность компрессора $m^3/с$.

z - фактор сжимаемости, часто принимается $z=1$.

Полный к.п.д. компрессора

$$\eta_k = \eta_{пол} \cdot \eta_{мех}, \quad (1.9)$$

$\eta_{мех} = 0,96 - 0,99$ (принимаем)

При промежуточном охлаждении удельная работа сжатия определяется по уравнению работы изотермического сжатия

$$\ell_{из} = RT_H \ln(P_K / P_H), \quad (1.10)$$

а мощность соответственно

$$N_{к.из} = m \ell_{из} / \eta_k. \quad (1.11)$$

Основные параметры компрессора ориентировочно можно определить при помощи номограмм или расчетом.

Максимальное число ступеней в корпусе принимается равным $z = 6 \div 8$, при очень узких рабочих колесах число ступеней в корпусе может быть равным 10. Окончательно число ступеней определяется в процессе проработки конструкции компрессора с учетом обеспечения динамической устойчивости ротора. При $z > 10$ обычно переходят к многокорпусному исполнению компрессора.

В центробежных компрессорах величины V , $N_z(P)$, N и η связаны между собой. Эта взаимосвязь определяется характеристикой компрессора. Под характеристикой компрессора в общем случае подразумеваются графические зависимости основных рабочих параметров от производительности: $p_k = f(V)$, $N_k = f(V)$ и $\eta = f(V)$ при постоянных значениях частоты вращения n , плотности ρ_n , давлении p_n газа на входе (рисунок 1.1).

В некоторых случаях вместо зависимости $p_k = f(V)$ приводят зависимости $N = f(V)$ или $C = f(V)$, которые в такой же мере отражают особенности процесса сжатия газа в компрессоре.

С увеличением давления в нагнетательном патрубке из-за повышения статического напора и сопротивления системы производительность уменьшается. Конечное давление p_k может повышаться до некоторого максимального — $p_{кр}$ (критическая точка). При дальнейшем снижении производительности $V < V_{кр}$ конечное давление будет уменьшаться: $p_k < p_{кр}$.

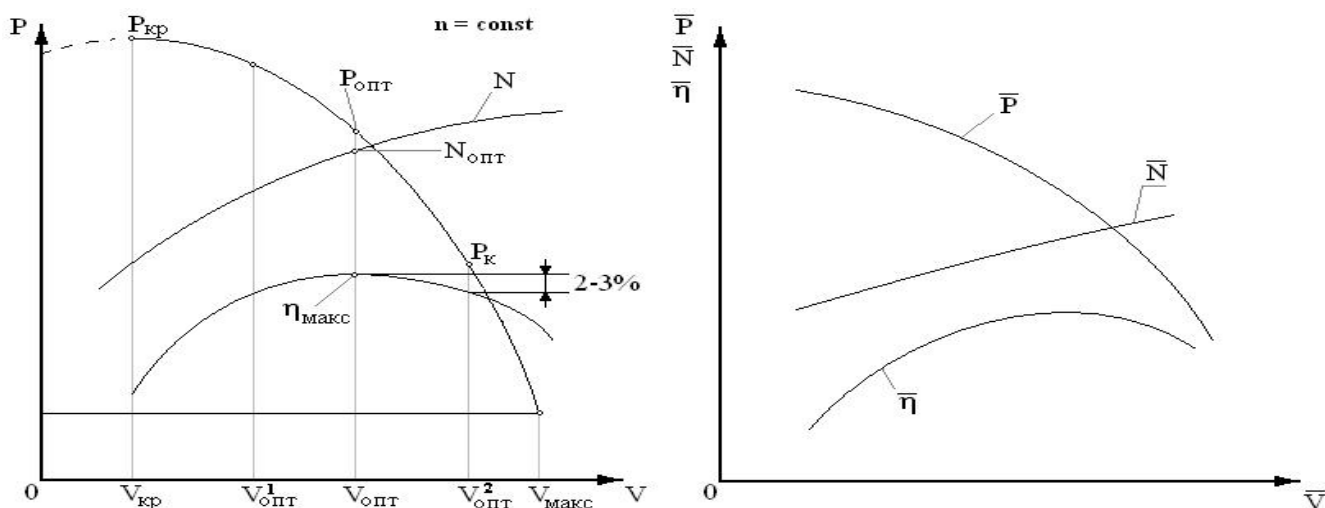


Рисунок 1.1 – Характеристика компрессора: а – размерная; б - безразмерная

Таблица 1 - Значения напоров и разности температур газов, сжимаемых в одной ступени центробежного компрессора

Газ (пар)	Молекулярная масса μ	$M_{ср}$ при 60 °С	k	R кДж/кгК	$\frac{k-1}{k\eta_{пол}}$	$\frac{k\eta_{пол}}{k-1}$	u_2 макс' м/с	Напор на ступень пол. ст	Степень повышения давления	Δt °С
H ₂	2,016	29,02	1,4	4,12	0,36	2,8	315	53	1,04	4,17
N ₂	28,016	29,14	1,4	0,3	0,36	2,80	315	53	1,73	63
Воздух	28,964	----	1,4	0,29	0,36	2,80	315	53	1,76	66
O ₂	32,000	29,57	1,39	0,26	0,35	2,85	315	53	1,86	71
Cl ₂	70,914	43,43	1,24	0,12	0,24	4,13	250	33	2,33	65
CO	28,011	29,18	1,4	0,3	0,36	2,80	315	53	1,73	64
CO ₂	44,011	38,75	1,27	0,19	0,27	3,76	300	48	2,17	68
H ₂ O	18,016	33,75	1,33	0,46	0,31	3,22	315	53	1,45	35
H ₂ S	34,082	34,78	1,31	0,24	0,3	3,38	250	33	1,55	41
SO ₂	64,066	41,27	1,25	0,13	0,25	4,00	250	33	2,19	63
NH ₃	17,031	37,29	1,29	0,49	0,28	3,56	315	53	1,42	30
Метан	16,042	37,26	1,29	0,52	0,28	3,56	315	53	1,39	28
Ацетилен	26,036	46,31	1,22	0,32	0,23	4,44	200	21	1,24	15
Этилен	28,054	47,58	1,21	0,3	0,22	4,61	315	53	1,76	39
Этан	30,068	57,21	1,17	0,28	0,18	5,51	315	53	1,84	34
Пропилен	42,078	69,77	1,14	0,2	0,15	6,51	250	33	1,72	25
Пропан	44,094	80,66	1,1	0,19	0,12	8,07	250	33	1,77	21

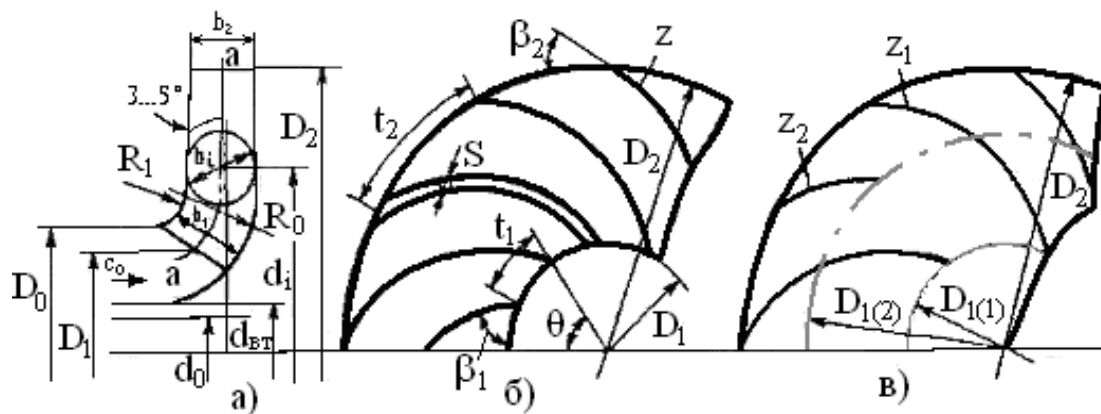


Рисунок 1.2 - Схема проточной части рабочего колеса центробежного компрессора: а — продольная проекция; б — план лопасти; в — двухъярусная решетка

В диапазоне производительностей $0 < V < V_{кр}$ компрессор в системе может работать неустойчиво с самопроизвольным колебанием величин p_k , V ; этот диапазон называется зоной неустойчивости. Работа компрессора в этой зоне не рекомендуется. Диапазон производительностей $V > V_{кр}$ называется зоной устойчивой работы компрессора.

Режим работы компрессора при η_{\max} называется оптимальным. Вблизи оптимального должен находиться номинальный режим, параметры которого определяются техническим заданием на разработку компрессора. Диапазон производительностей $V'_{\text{опт}} < V < V_{\text{опт}}$, в пределах которого происходит снижение КПД компрессора на 2—3 % от максимального, называют рабочей частью характеристики. Работа компрессора в этом диапазоне наиболее благоприятна с точки зрения экономичности и динамической устойчивости.

Из анализа термодинамических условий сжатия газа в процессе предварительной проработки схемы компрессора решается вопрос о целесообразности промежуточного водяного охлаждения. Для воздушных машин промежуточное водяное охлаждение применяют при $S > 2,5 \div 4$.

Для газов при $k < 1,4$ промежуточное водяное охлаждение применяют при больших значениях s . Среднюю скорость в патрубках секций принимают равной $c_n = c_k = 30 \div 60$ м/с. Температуру газа после холодильника выбирают равной

$$T_x = T_n + (5 \div 18 \text{ К}) \text{ или находят из условия } T_x/T_n \approx 1,02 \div 1,05.$$

2 Расчет рабочего колеса

Рабочее колесо является важнейшим элементом центробежного компрессора, от качества его проектирования и изготовления существенно зависит экономичность и надежность работы компрессора в целом.

В настоящее время разработаны газодинамические методы расчетов проточной части рабочего колеса с использованием ЭВМ, учитывающие пространственную форму потока, влияние вторичных течений в проточной части. В последующем поставлена цель ознакомления с приближенными методами определения размеров рабочего колеса для производства поверочных расчетов и ориентировочного профилирования лопастей. Схема рабочего колеса и его основные размеры приведены на рисунке 1.2.

Цилиндрические лопасти, предпочтительные с точки зрения технологии изготовления, применяются в узких рабочих колесах при $b_2/D_2 < 0,05$ и коэффициенте расхода $\varphi \leq 0,05$. Параметры лопасти определяются по средней линии тока (струйке) а-а в предположении плоского потока, направленного от центра к периферии.

По заданным параметрам V , p_n , T_n , C предварительно определяют конструктивную схему компрессора (число ступеней, потоков и др.) и подсчитывают параметры ступени и значения $n_{уд}$, \bar{V} , \bar{P} , ψ , коэффициент быстроходности

$n' = n\sqrt{V} / gH^{3/4}$, коэффициент подачи $\bar{V} = V / \left(\frac{\pi D_2^2}{4} \right) \cdot u_2$, коэффициент напора

$\bar{H} = gH / u_2^2$, коэффициент давления $\bar{P} = P / \rho u_2^2$, коэффициент мощности

$\bar{N} = N / \left(\frac{\pi D_2^2}{4} \right) \cdot \rho u_2^3$. После этого приступают к газодинамическому расчету по

определению размеров рабочего колеса, который выполняется методом последовательных приближений.

Расчет проточной части рабочего колеса приводят по расчетной производительности с учетом объемных потерь через уплотнение рабочего колеса

$$V_P = K_{об} V.$$

Коэффициент $k_{об}$ ориентировочно можно принять

Для высоконапорных колес

с малым D_2 $k = 1,06 \div 1,1$

Для высоконапорных колес

с большим D_2 $k = 1,04$ -т- $1,08$

Для средне- и низконапорных колес с малым D_2 $k_{об} = 1,03 \div 1,05$

Для средне- и низконапорных колес с большим D_2 $k_{об} = 1,01 \div 1,02$

Большие значения $k_{об}$ принимаются для колес с более высоким значением удельной частоты вращения n' .

По выражению (1.3) определяют напор каждой ступени. Затем подсчитывается мощность, потребляемая компрессором, кВт:

$$N = \frac{\rho g \sum L_{пол.ст} V_p}{\eta}, \quad (2.1)$$

где $\eta = 0,7 \div 0,8$ — полный КПД компрессора.

Диаметр вала d_v обычно определяют при конструктивной проработке схемы компрессора с учетом расчета его на критическую частоту вращения. Ориентировочно d_v определяют упрощенным расчетом на кручение при пониженных значениях допускаемых напряжений $[\sigma_{кр}] = 12,0 \div 20,0$ МПа, $d_v =$

$$= (200 \div 250) \sqrt[3]{N/n}. \text{ Здесь } N_v, \text{ кВт; } n, \text{ об/мин; } d_v, \text{ мм.}$$

Диаметр втулки $d_{вт}$ необходимо выбирать минимально допустимым с учетом прочности ее при посадке на вал с натягом. Из конструктивных соображений принимают $d_{вт} \approx (1,2 \div 1,25)d_v$.

Диаметр D_0 входной воронки рабочего колеса определяют из уравнений неразрывности по выражению

$$D_0 = \sqrt{\frac{4V_p}{\pi c_0} + d_{BT}^2} . \quad (2.2)$$

Входную скорость определяют по выражению $c_0 = k_c \sqrt{2gl_{пол.ст}}$, где k_c — коэффициент входной скорости.

При радиальном входе на лопатки ($c_{1u} = 0$) коэффициент k_c ориентировочно можно вычислить по выражению

$$k_c = (0,3 \div 0,6) \left(\frac{n'}{100} \right)^{2/3} . \quad (2.3)$$

При наличии закрутки потока на входе ($c_{1u} \neq 0$) коэффициент скорости $k'_c = \delta k_c$, где $\delta = 1 - (c_{1u}/u_1)$ - относительная закрутка потока на входе.

Определяем предварительно D_2 из соотношения D_2/D_0 , значение которого должно быть в пределах $D_2/D_0 = 2 \div 3$. При $D_2/D_0 > 3$ необходимо увеличить число ступеней.

Производим предварительную оценку значения $b_2 \approx \frac{D_0^2 - d_{BT}^2}{4D_2}$;

отношение b_2/D_2 обычно находится в пределах $0,02 \div 0,07$.

По известным D_0 , D_2 , d_{BT} и b_2 профилируют осевую проекцию рабочего колеса (рисунок 1.2, а). Стенки канала выполняют либо параллельными, либо с наклонным положением покрывающего диска (угол между стенкой и плоскостью нормальной оси выбирают в пределах $3—5^\circ$). Радиусы R_{Π} и R_0 выбирают из конструктивных соображений. При профилировании осевой проекции необходимо обеспечить плавное изменение проекции скорости $c_{mi} = V_p / (\pi b_i d_i) = f(r)$ по средней линии.

Закон изменения c_m — прямолинейный при $c_{2m} = (0,8 \div 1)c_0$.

Далее намечают положение входной кромки, принимая

$$D_1 = (0,8 \div 1,1) D_0.$$

Ширина лопасти на входе b_1 должна находиться в пределах

$$b_1 = (1,0 \div 2,5) \frac{D_0}{4} \left(1 - \frac{d_{BT}^2}{D_0^2} \right) \quad (2.4)$$

Меридианная скорость на входе определяется с учетом стеснения потока лопастями за счет их толщины s :

$$c_{1m} = \mu_1 c_0, \quad (2.5)$$

где $\mu_1 = 1,2 \div 1,25$ — коэффициент стеснения на входе.

Угол потока $\beta_{1П}$ при входе на лопасти определяем из треугольника скоростей:

$$\operatorname{tg} \beta_{1П} = \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}} = \frac{c_{1m}}{u_1 - c_0 \cos a_1} \quad (2.6)$$

Для радиального входа ($a_1 = 90^\circ$) $\operatorname{tg} \beta_{1П} = c_{1m} / u_1$.

Угол установки лопасти на входе выбирают с учетом введения некоторого угла атаки δ для улучшения условий передачи энергии потоку газа:

$$\beta_1 = \beta_{1П} + \delta \quad (2.7)$$

Обычно принимают $\delta = 5 \div 10^\circ$. Как правило, $\beta_1 = 20 \div 40^\circ$.

Принимаем число лопастей $z = 18 \div 26$ и проверяем k_1 - коэффициента стеснения на входе:

$$\mu_1 = \frac{t_1}{t_1 - \frac{s_1}{\sin \beta_1}} = \frac{\pi D_1 / z}{\frac{\pi D_1}{z} - \frac{s_1}{\sin \beta_1}} \quad (2.8)$$

Здесь $s_1 = (0,3 \div 0,5) s$ — толщина лопасти на входе; s принимается по технологическим соображениям и условиям прочности.

Отклонение полученных значений μ_1 от принятых в пределах 5 % считается допустимым. При больших расхождениях расчет повторяют.

Для расчета элементов выхода надо выбрать отношения скоростей $c_{2m\infty}/c_0$ и $W_1/W_{2\infty}$. Обычно принимают $c_{2m\infty}/c_0 \approx 1$, $W_1/W_{2\infty} = f(n') = 1,8 \div 1,3$. Для меньших значений n' принимают большие значения $W_1/W_{2\infty}$.

Угол лопасти на выходе ориентировочно можно определить выражением

$$\sin \beta_2 = \frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\mu_2}{\mu_1} \frac{c_{2m\infty}}{c_0} \sin \beta_1, \quad (2.9)$$

где $\mu_2 = 1,1 \div 1,15$ — коэффициент стеснения потока лопастями на выходе.

Угол β_2 в компрессорах выполняют равным 30—90°. При необходимости сузить зону неустойчивой работы компрессора необходимо применять β_2 ближе к нижнему пределу.

Расчетное число лопастей определяют по формуле Б. Эккерта

$$z_p = \frac{2\pi \sin[(\beta_1 + \beta_2)/2]}{(0,35 \div 0,45) \ln D_2/D_1} \quad (2.10)$$

Для $\beta_2 = 20 \div 90^\circ$ получена (ЛПИ) формула для определения z_p :

$$z_p = \frac{\beta_2}{4} + \frac{(105 - \beta_2)(\beta_2 - 10)}{200} \quad (2.11)$$

В этих выражениях углы β подставляются в градусах. Для уменьшения стеснения потока на входе при $z > 20$ и $\beta_2 = 45 \div 90^\circ$ иногда применяют специальную решетку лопастей (рисунок 1.2, в), между лопастями нормальной длины располагаются укороченные лопасти. Угол входа промежуточных лопастей определяется по треугольнику скоростей на диаметре. $D_{1(2)}$, который примерно равен $D_{1(2)} = (D_2 + D_1)/2$. Угол β_2 основных и промежуточных лопастей одинаков.

Число лопастей одноярусной решетки принимается равным $z_1 = (0,8 \div 0,85)z_p$, двухъярусной $z_2 = z_p \pm 0,1 z_p$.

Для определения требуемой величины u_2 подставляем в уравнение значение c_{2u} из треугольника скоростей:

$$gH_T = u_2 \left(u_2 - \frac{c_{2u}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) u_1 c_0 \cos a_1 \quad (2.12)$$

откуда находят

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + gH_T + u_1 c_0 \cos a_1} \quad (2.13)$$

Теоретический напор H_T определяется по выражению $H_T = H_{\text{п}}/\eta_r$. По величине u_2 определяют $D_2 = 60u_2/\pi n$ и $b_2 = V_{p,r}/\pi D_2 c_{2m} \cdot \mu_2$.

Проверяют значения коэффициента стеснения μ_2 по выражению

$\mu_2 = \frac{\pi D_2 / z}{\pi D_2 / z - s / \sin \beta_2}$. Если величина μ_2 более чем на 5 % отличается от принятой, расчет повторяют, корректируя значения β_2 и z .

3 Профилирование лопасти

Как следует из основного уравнения работы лопастного колеса, напор, создаваемый им, зависит только от соотношений параметров потока на входе и выходе лопасти. Характер течения в межлопастных каналах как бы не влияет на процесс передачи энергии газу.

В действительности это не так. Анализируя выражение для u_2 , c_{2u} , можно видеть, что форма лопасти (кривизна скелета) оказывает влияние на циркуляцию рабочего тела в межлопастных каналах и, следовательно, на величину H_T . Поэтому для повышения эффективности работы колеса лопасти должны иметь рациональную форму, обеспечивающую минимум потерь.

Профилирование лопасти состоит из построения скелета (средней линии, рисунок 3.1, б) с последующим наращиванием ее толщины s , которая из технологических соображений зачастую принимается постоянной по длине скелета. Известно несколько методов профилирования лопасти. Рассмотрим некоторые упрощенные способы построения скелетной лопасти.

3.1 Лопать, очерченная дугой окружности

Схема построения простейшей формы скелета лопасти приведена на рисунке 3.1, а.

По теореме косинусов из треугольников $OO'A$ и $OO'B$ радиус R_n скелета лопасти

$$R_n = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2(R_2 \cos \beta_2 - R_1 \cos \beta_1)} \quad (3.1)$$

Геометрическое место центров дуг окружностей лежит на окружности радиуса R_0 :

$$R_0 = \sqrt{R_1^2 + R_n^2 - 2R_1R_n \cos \beta_1} \quad (3.2)$$

Длина хорды АБ

$$\overline{AB} = \frac{R_2^2 - R_1^2}{\sqrt{R_2^2 + R_1^2 - 2R_1R_2 \cos(\beta_1 + \beta_2)}} \quad (3.3)$$

Центральный угол ν лопасти

$$\nu = 2 \operatorname{arctg} \frac{R_2 \cos \beta_2 - R_1 \cos \beta_1}{R_2 \sin \beta_2 + R_1 \sin \beta_1} \quad (3.4)$$

Длина скелета лопасти

$$l = R_n \nu \frac{\pi}{180} \quad (3.5)$$

Здесь ν — в градусах.

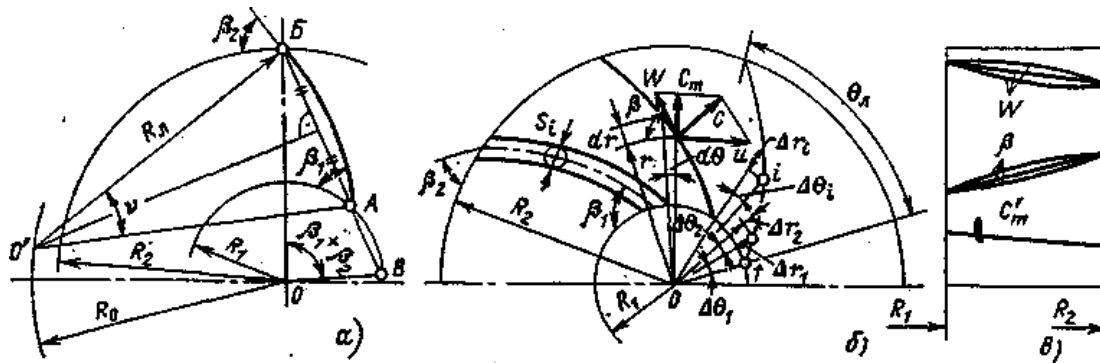


Рисунок 3.1 - Профилирование лопасти:

а — очерченной дугой круга; б — построенной по точкам

Построение лопасти производится в таком порядке. От радиуса OB под углом $\beta_1 + \beta_2$ проводят луч OB до пересечения с окружностью радиуса R_1 . Точку B соединяем с точкой B и получаем точку A начала лопасти. Хорду AB делим на два одинаковых отрезка. Через середину отрезка AB проводим перпендикуляр до пересечения с окружностью радиуса R_0 (точка O'). Радиусом R_d описываем дугу AB .

3.2 Профилирование лопасти по точкам

Если задаться зависимостью $\beta = f(r)$ (рисунок 3.1, б) в пределах значений от β_1 до β_2 , то графическим интегрированием, постепенно переходя на малые значения Δ_r и строя соответствующий угол β , можно спрофилировать всю лопасть. Интегрирование можно произвести аналитически, что значительно упрощает задачу, в частности, при использовании ЭВМ.

Сечение цилиндрической лопасти в плане можно считать истинным сечением поверхности тока. Дифференциальное уравнение скелета лопасти в плане имеет вид

$$d\theta = \frac{dr}{rtg\beta} \quad (3.6)$$

Интегрируя выражение (3.6) в пределах от R_1 до R_2 , получим полный угол охвата лопасти в плане, град:

$$\theta_n = \frac{180}{\pi} \int_{R_1}^{R_2} \frac{dr}{rtg\beta} \quad (3.7)$$

Угол установки лопасти β на любом радиусе можно определить по известному (выбранному) распределению скорости W и меридианной скорости c'_m без учета стеснения, а также изменения толщины лопасти s по радиусу (рисунок 3.1):

$$\sin \beta = \frac{s}{t} + \frac{c'_m}{W} \quad (3.8)$$

Для лопастей, загнутых назад ($\beta_2 < 90^\circ$), оправдывает себя линейный закон изменения относительной скорости W или угла β . При выпуклой кривой $W=f(r)$ (кривая $\beta=f(r)$ - вогнутая) происходит увеличение длины l лопасти, и наоборот.

Интегрирование выражения (3.6) удобно производить табличным способом. Обозначив подынтегральную функцию через $B = 1/r \operatorname{tg} \beta$, для любого промежуточного радиуса r_k можно определить угол θ_k , град:

$$\theta_k = \frac{180}{\pi} \sum_{i=1}^k \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i \quad (3.9)$$

Порядок вычисления координат r_i и θ_i ; скелета лопасти приведен в таблице 2.

Для построения скелета лопасти необходимо выбрать $n = 10 \div 12$ точек. Угол охвата лопасти в плане обычно $\theta_{\text{л}} = 70 \div 90^\circ$. По полученным координатам скелета лопасти подбирают два-три радиуса и описывают среднюю линию. Из точек средней линии проводят окружности диаметрами s_i . Огибающая окружностей представляет собой контур лопасти в плане. Как правило, лопатку выполняют постоянной толщины. Входную кромку лопасти заоваливают радиусом $r_1 = 0,5s$ или выполняют переменной толщины на участке $l(4—5)s$ (рисунок 3.1, б).

Известны также другие методы построения лопасти, основанные на соответствующих допущениях, например: постоянство замедления относительной скорости по радиусу, постоянство давления в поперечных сечениях межлопастного канала. Разработаны также газодинамические методы профилирования лопастей с использованием схемы замены скелетов лопастей системой присоединенных вихрей, индуцирующей требуемое поле скоростей в рабочем колесе.

Таблица 2 - Профилирование лопасти по точкам

№ точ - ки	$r,$ мм	$t = \frac{2\pi r}{z}$ мм	$s,$ мм	c'_m м/с	$W,$ м/с	$\sin \beta$	β	$\text{tg } \beta$	$B = \frac{1}{r \text{tg } \beta}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$\theta_k = \sum_{i=1}^k \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \times$ $\times (r_{i+1} - r_i) \frac{180}{\pi}$
1											
.....											
n											

3.3 Особенности расчета и профилирования рабочих колес с пространственными лопастями

С увеличением $n_{уд}$ изменяется форма осевого сечения рабочего колеса в основном за счет увеличения ширины b_2 и уменьшения отношения D_2/D_0 . При $D_2/D_0 \leq 1,6$ входную кромку лопасти располагают в зоне поворота потока (рисунок 3.2). В этом случае профилирование лопасти по средней струйке не обеспечивает хорошего согласования ее с потоком, так как углы натекания потока $\beta_{пн}$; сильно изменяются по длине входной кромки. Углы установки лопасти на входе нужно согласовывать с углами потока, чтобы обеспечить безударный вход. Углы установки лопасти по длине входной кромки возрастают от покрывающего диска к основному $\beta_{10} > \beta_{1п}$ частично за счет увеличения углов атаки $\delta_0 > \delta_{п}$. Поверхность лопасти принимает пространственную форму (двойной кривизны), которая обычно распространяется на часть лопасти, прилегающую к входному участку. Для улучшения условий работы отводящих устройств лопасть имеет на выходе цилиндрическую форму.

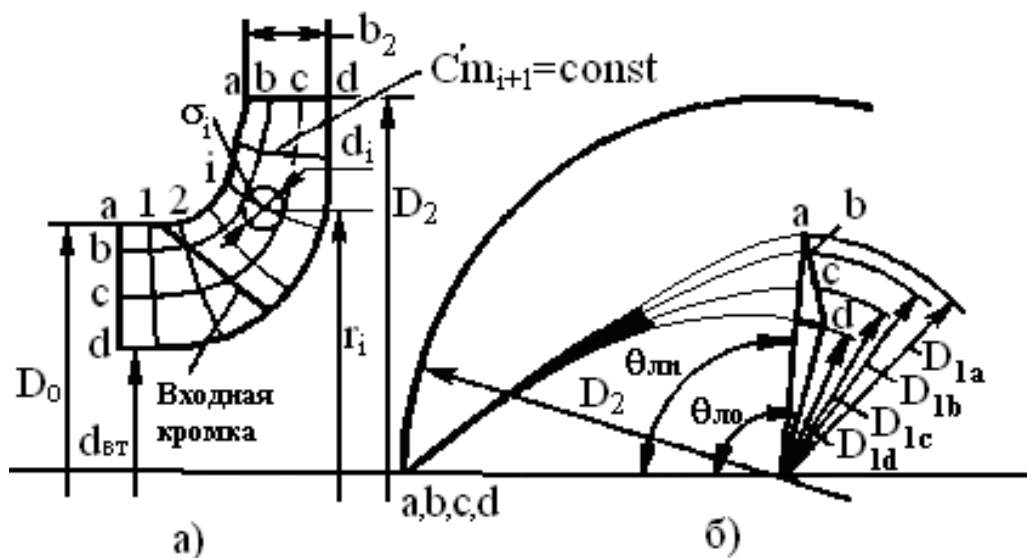


Рисунок 3.2 - Схема колеса с пространственной лопастью:

а — продольная проекция; б — план лопасти

Пространственные лопасти обычно применяются при коэффициентах расхода по условиям входа $\varphi_1 > 0,06$.

Построение пространственной лопасти можно осуществить упрощенным способом. Поток в рабочем колесе делят на $n = 3 \div 5$ элементарных потоков поверхностями токов, имеющими форму поверхности вращения. В осевом сечении поверхности токов представлены линиями, делящими колесо на элементарные составляющие. В качестве линии деления часто принимаются линии тока равноскоростного потока, вписываемого в меридианное осевое сечение рабочего колеса (рисунок 3.2, а).

При равноскоростном потоке должно выполняться условие равенства объемного расхода через каждое «элементарное колесо». Для построения равноскоростного потока выбирают два граничных сечения и разбивают их на равновеликие участки. Для участков на входе в колесо должно выполняться условие $(D_a^2 - D_b^2) = (D_b^2 - D_c^2) = (D_c^2 - D_d^2)$, где $D_a = D_0$, а $D_d = d_{BT}$. Сечение на выходе из колеса делится на участки шириной b_2/i . В рассматриваемом случае $i=3$. (число участков). Поток строят методом последовательных приближений.

Через полученные точки деления (а, b, с, d) проводят ориентировочно линии тока s_i . Одну из ограничивающих линий делят на отрезки, через которые проводят линии σ_i , ортогональные к другим линиям тока. Для каждой линии σ_i должно выполняться условие $c_{mi} = \text{const}$.

Объем газа, проходящий через любое сечение I ортогональной поверхности, определяется суммированием элементарных расходов:

$$V_i = \int_1^n c_{mi} 2\pi r_i d_i = 2\pi c_{mi} \int_1^n r_i d_i . \quad (3.10)$$

Интеграл $\int_1^n r_i d_i$ удобно определять численным интегрированием, порядок которого для одной из линий δ_i приведен в таблице 3. Такие вычисления необходимо проводить для каждой ортогональной линии.

По полученным (с учетом знака) значениям δd_i вносят коррективы

путем взаимного изменения линий тока и ортогональных линий. Отклонение величин δd_i по ортогональной линии до 5 % считается допустимым. Если поток строят не в масштабе 1 : 1, то при определении значений c_{mi} необходимо ввести масштабный множитель. Поток можно построить при помощи ЭВМ по несложной программе.

После построения потока строят графики $c'_{mi} = f(s_i)$ изменения меридианной скорости без учета стеснения вдоль каждой линии тока, на основании которых получают графики $c'_{mi} = f(r)$, используемые в дальнейшем при профилировании лопасти.

Лопасть двойной кривизны профилируют по нескольким линиям тока, в качестве которых часто используют линии *a-a*, *b-b* и т. д. Методы профилирования в принципе повторяют методы, применяемые для цилиндрических лопастей. По форме и взаимному расположению линий тока в плане можно судить о плавности формы лопасти (рисунок 3.2, б).

3.4 Расчет рабочего колеса по методу подобия

Довольно распространенным является способ расчета рабочих колес с использованием атласа экспериментально отработанных модельных (индекс «м») рабочих органов. По полученному на заданные параметры V , H_{Π} , n значению $n_{уд}$ в атласе подбирают необходимые модельные рабочие органы. Определяющим при этом является геометрическое подобие конструкции, нахождение требуемого $n_{уд}$ в оптимальной по КПД зоне модельной характеристики и определенная форма напорной характеристики $H_{\Pi} = f(V)$.

На модельной характеристике в режиме требуемого $n_{уд}$ определяют параметры V_M и $H_{\Pi M}$, по которым с учетом заданных V и H_{Π} находят масштаб геометрического подобия (коэффициент пересчета линейных размеров):

$$\lambda = \frac{D}{D_M} = \frac{L}{L_M} = \left(\frac{V}{V_M} \right)^{1/2} \left(\frac{H_{IIIM}}{H_{II}} \right)^{3/4} \quad (3.11)$$

Таблица 3 - Построение равноскоростного потока

Линии тока	r_i , мм	d_i , мм	$r_i d_i$, мм ²	$\delta(r_i d_i) = r_i d_i - (r_i d_i)_{cp}$	$\delta d_i = \frac{\delta(r_i d_i)}{r_i}$, мм	$c_{mi} = \frac{V_p}{2\pi} \frac{10^6}{\sum r_i d_i}$, м·с
a=a						
b=b						
c=c						
d=d						

Примечание - $(r_i d_i)_{cp} = \frac{\sum r_i d_i}{i}$; $\sum \delta d_i \rightarrow 0$.

Углы лопастей рабочего колеса при пересчете остаются неизменными. Пересчет по выражению (3.11) дает достоверные результаты при $\lambda \leq 2$ и сжатии при соблюдении условий подобия газов.

Пользуясь выражением (3.11) по имеющимся размерам модельных рабочих органов можно определить размеры проектируемого колеса и построить расчетные характеристики.

Выражение (3.11) пригодно для пересчета и других элементов проточной части компрессора.

4 Расчет отводящих устройств

Геометрические размеры и форму каналов отводящих устройств различных типов обычно определяют из условия согласования с потоком за рабочим колесом на расчетном (номинальном) режиме работы. Физическую

модель течения газа за рабочим колесом можно представить суммированием двух потоков — источника и вихря. Траектория движения частиц газа такого суммарного потока представляет собой спираль. Пренебрегая влиянием трения газа о стенки отвода и принимая допущение постоянства момента скорости $c_u r = \text{idem}$, считают, что частичка газа движется в отводе по спирали с постоянным углом a в любой точке. Для уменьшения потерь ограничительная стенка отвода выполняется по спирали с углом a , равным углу абсолютной скорости a в непосредственной близости за рабочим колесом.

4.1 Спиральный отвод

Спиральные отводы применяются в компрессорах с различным количеством ступеней. В многоступенчатых машинах они нашли применение в концевых ступенях.

Спиральный отвод представляет собой канал, окружающий рабочее колесо поперечным сечением, увеличивающимся в направлении вращения вала компрессора. Цилиндрическая площадь входного сечения канала равна $F_3 = \pi D_3 b_3$. Диаметр D_3 и ширину b_3 спирали выбирают по соотношениям $D_3/D_2 = 1,1 \div 1,2$, а $b_3/b_2 = 1,25 \div 2,0$. При увеличении угла a_2 значения D_3/D_2 уменьшаются, а b_3/b_2 увеличиваются.

Ограничивающая внутренняя поверхность отвода очерчивается по спирали (рисунок 4.1). Начальный участок спирали очерчивается под углом a_3 :

$$\operatorname{tg} a_3 = c_{3m} / c_{3u} , \quad (4.1)$$

где $c_{3m} = V_3 / \pi D_3 b_3$ — радиальная составляющая абсолютной скорости на входе в спираль; $c_{3u} \approx c_{2u} = 30g H_T / \pi n R_3$ — окружная составляющая абсолютной скорости при входе в спираль.

Объемный расход при входе в спираль определяется выражение

$$V_3 = V_{1p} (p_1/p_3)^{1/k}, \quad (4.2)$$

где $p_1/p_3 \approx C_{CT}$ (степень повышения давления в ступени).

Расчет и профилирование спиральной части отвода сводится к определению поперечных проходных сечений спирали.

Исходными данными для расчета служат D_3 , b_3 , a_3 и форма поперечного сечения. Геометрические размеры сечений также зависят от характера изменения скорости газа по спирали $c = f(r, \varphi)$. Угол охвата спирали обычно выбирается в пределах $\varphi_{сп} = 330 \div 340^\circ$. Число расчетных сечений выбирается равным $i = 8 \div 12$. В рассматриваемом случае $i = 8$.

Для обеспечения осесимметричного движения за рабочим колесом необходимо, чтобы для потока газа в спирали выполнялось условие $c_u r = idem$, указывающее на гиперболический закон распределения скорости c_u .

Для построения спирали необходимо выбрать форму поперечного сечения. Наибольшее распространение получила трапецевидная форма сечения (рисунок 4.1, а).

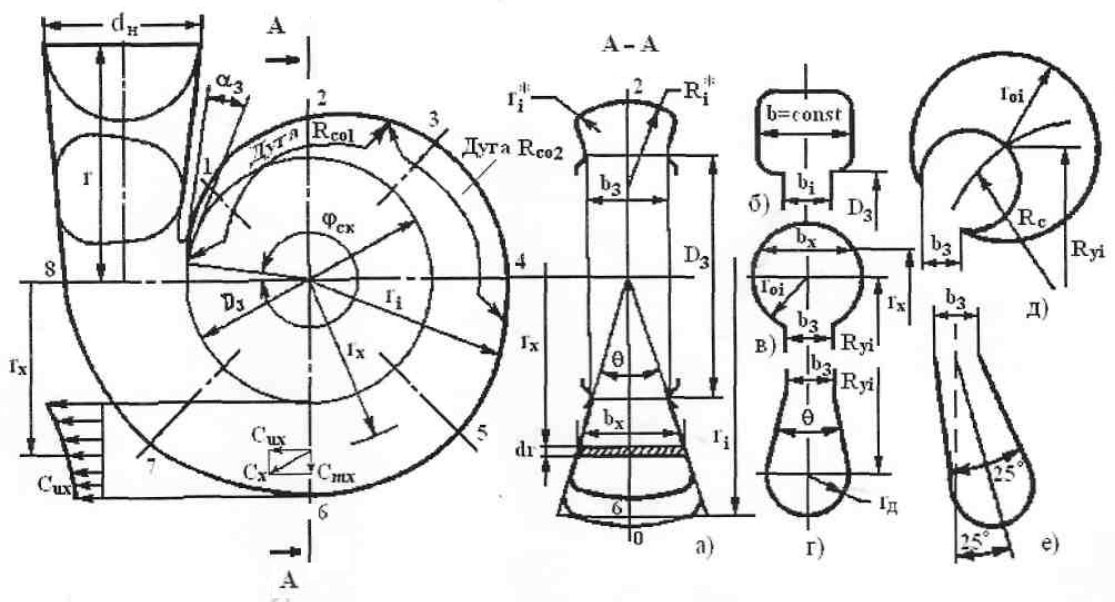


Рисунок 4.1 - Спиральный отвод: а — трапецевидное сечение; б— прямоугольное; в— кругло; в—грушевидное; д —круглое несимметричное; е — грушевидное несимметричное

Боковые стенки могут быть плоскими. Прямоугольное сечение (рисунок 4.1, б) предпочтительно по технологическим соображениям. Часто применяется сечение в виде круга (рисунок 4.1, в), как наиболее благоприятное в газодинамическом отношении.

Разновидностью круглого является грушевидное сечение (рисунок 4.1, г). Как показали экспериментальные исследования, сечения канала, ось которых не совпадает с осью рабочего колеса, обеспечивают меньшие потери за счет

лучшего согласования с потоком на выходе рабочего колеса. В качестве примера приведены круговая (рисунок 4.1, д) и грушевидная (рисунок 4.1, е) формы несимметричных сечений спирального канала.

Для построения спирального канала обычно используются два основных метода расчета:

- из условия постоянства момента скорости $c_u r = \text{idem}$. В этом случае c_u по окружности произвольного радиуса r не изменяется;

- по заданному закону распределения средней скорости $c_{\text{ср}i}$ в сечениях спирали по углу φ . Обычно принимают $c_{\text{ср}} = \text{const}$.

В этих случаях расход через сечения спирали меняется пропорционально углу охвата φ_i :

$$V_i = V_3 \frac{\varphi_i}{360} \quad (4.3)$$

Элементарный расход через сечение

$$dV_x = c_{ux} b_x dr \quad (4.4)$$

а суммарный расход через i -е сечение определяется интегрированием:

$$V_i = \int_{R_3}^{r_i} c_{ux} b_x dr \quad (4.5)$$

Для вычисления интеграла необходимо знать закон изменения $c_{ux} = f(r_x)$ и $b_x = f(r_x)$.

В практике компрессоростроения получил распространение метод построения спирали по закону $c_{u,r} = idem$. Приближенный расчет проводят без учета вязкости и сжимаемости газа, так как эти факторы оказывают противоположное влияние на размеры канала. Однако известны уточненные методы расчета спирали с учетом вязкости и сжимаемости газа.

Выражение (4.5) в этом случае принимает вид

$$V_i = R_3 c_{3u} \int_{R_3}^{r_i} \frac{b_x}{r_x} dr \quad (4.6)$$

При сложной зависимости $b_x = f(r_x)$ интеграл (4.6) удобно решать графически.

Для частных случаев значение интеграла получают аналитически.

Для трапецевидного сечения (рисунок 4.1, а)

$$b_x = b_3 + 2(r_x - R) \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \quad (4.7)$$

$$J = \left(b_3 - 2R_3 \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right) \ln \frac{r_i}{R_3} + 2R_3 \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \left(\frac{r_i}{R_3} - 1 \right) \quad (4.8)$$

Для прямоугольного сечения (рисунок 4.1, б) $b = \text{const}$

$$J = b \ln \frac{r_i}{R_3} \text{ - логарифмическая спираль.}$$

Для учета сокращения площади сечения из-за скругления углов необходимо увеличивать r_i/R_3 на 1-2 %. Если наружная стенка сечения очерчена радиусом R_i^* , то для каждого сечения необходимо графически подобрать радиусы R_i^* и r_i^* , чтобы обеспечить равенство площадей (заштрихованы по-разному на рисунке 4.1, а).

Для круглого сечения (рисунок 4.1, в)

$$b_x = 2\sqrt{r_{0i}^2 - (r_x - R_{yi})^2}, \quad (4.9)$$

$$J = 2\pi \left(R_y - \sqrt{R_y^2 - r_0^2} \right) \quad (4.10)$$

При построении спирального отвода с круглым поперечным сечением удобно определить r_0 по заданному углу φ . Принимая во внимание, что $R_y = R_3 + r_0$, имеем

$$r_0 = \frac{\varphi^0}{c} + \sqrt{2R_3 \frac{\varphi^0}{c}}, \quad (4.11)$$

где
$$c = \frac{360}{b_3 \operatorname{tg} \alpha_3} \quad (4.12)$$

Для несоосного круглого сечения (рисунок 4.1, д) при построении отвода целесообразно использовать выражение

$$\varphi = \frac{180}{\pi \operatorname{tg} \alpha_3 b_3} J \quad (4.13)$$

Для сечений (рисунок 4.1, з и е) следует применять графоаналитический метод расчета.

Задаваясь значениями r_0 и выбирая R_v по конструктивным соображениям, вычисляем φ и строим графики $\varphi = f(R_v)$ и $\varphi = f(r_0)$, на основании которых для требуемых φ_i определяем величины R_v и r_0 .

Построение спирали производим в следующей последовательности.

Пользуясь аналитическими зависимостями или графоаналитически определяем размеры конечного 8-го сечения (горловины) спирали (для $\varphi_{\text{сп}}$). В соответствии с выражением (4.6) получаем величину r_8 . Затем эту операцию повторяем для каждого сечения φ_i и получаем соответствующие значения r_i . Из указанных выше соображений подбираем радиусы закруглений r_i^* и R_i^* . На радиусе r_i под соответствующими углами делаем засечки. Полученные точки сопрягаем тремя-четырьмя дугами конструктивно подобранными радиусами $R_{\text{спи}}$.

Спиральный канал отвода заканчивается диффузорным патрубком, который имеет по длине переменную форму сечения (от сечения 8 до круглого сечения нагнетательного патрубка).

Угол расширения диффузора не должен вызывать отрыва потока при преобразовании в нем кинетической энергии в давление. Диффузорность обычно определяется по приведенным диаметрам:

$$d_{8np} = \sqrt{4F_8 / \pi} \quad , \quad (4.14)$$

где F_8 — площадь 8-го сечения.

Угол раскрытия приведенного конического диффузора

$$\operatorname{tg} \nu = (d_n - d_{8np}) / l, \quad (4.15)$$

должен лежать в пределах $\nu = 6 \div 8^\circ$.

При построении диффузора необходимо обеспечить плавное изменение формы его сечений по длине l .

Построение спирального отвода, расположенного за лопаточным диффузором, осуществляется тем же способом. При этом по измененным соотношениям $b_{сп}/b_d = 1,0 \div 1,5$ угол раскрытия сечений спирали $\theta = 50 \div 60^\circ$, в то время как для спирали, расположенной непосредственно за рабочим колесом, $\theta \leq 45^\circ$.

Если отводящее устройство состоит из z спиральных каналов расчет и профилирование каналов проводят аналогично одноканальному по расходу $V_z = V_3/z$.

4.2 Безлопаточный диффузор

Безлопаточный (кольцевой) диффузор представляет собой кольцевое пространство, расположенное за рабочим колесом (рисунок 4.2). Обычно диффузор образуется двумя параллельными стенками. Без учета влияния трения частицы движутся в диффузоре по спиральным траекториям. При переходе на больший радиус по сравнению с радиусом R_3 начала диффузора площадь кольцевого сечения канала увеличивается, благодаря чему происходит превращение кинетической энергии потока газа в энергию давления.

Так как частички газа при движении в безлопаточном диффузоре практически не испытывают влияния ограничивающих стенок, преобразование энергии на нерасчетных режимах происходит с меньшими потерями, чем при других типах отводов. В связи с этим компрессоры с безлопаточными диффузорами имеют пологую форму кривой КПД $\eta = f(V)$ и точка неустойчивой работы перемещается в зону меньших производительностей. Однако в оптимальном режиме КПД ступени с безлопаточным отводом на 1—2 % ниже,

чем при других типах отводов.

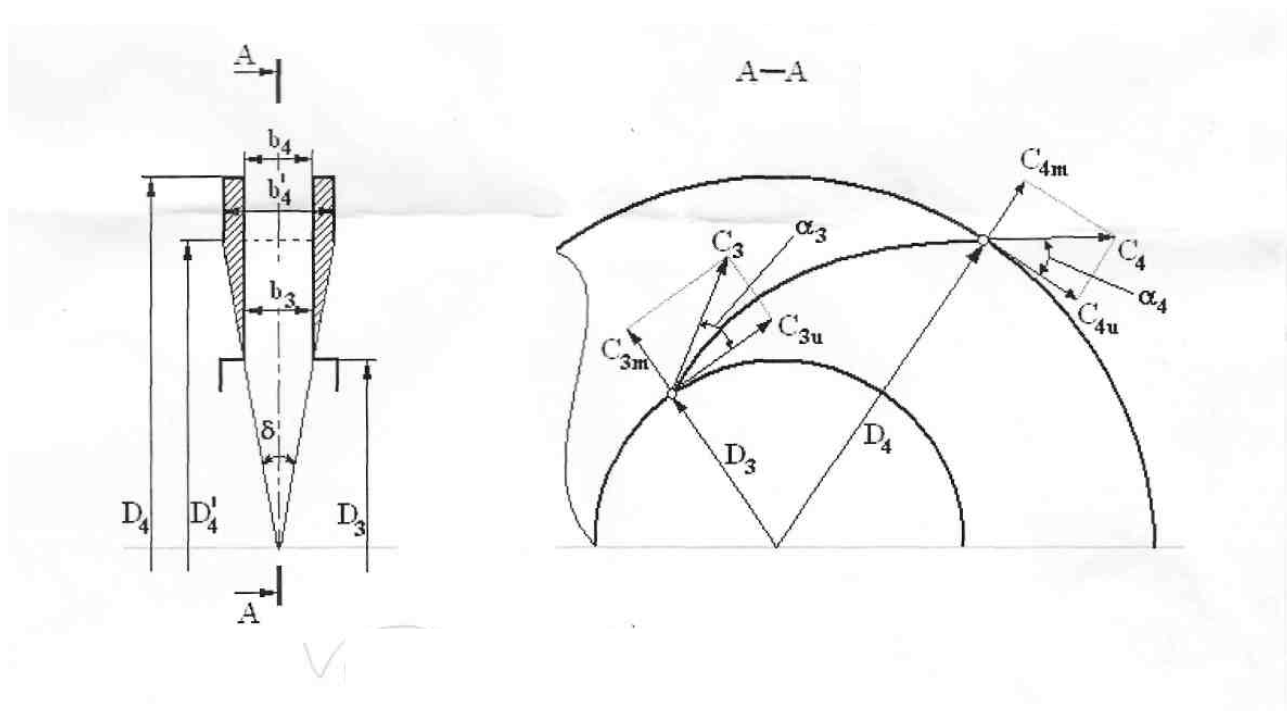


Рисунок 4.2 – Безлопаточный диффузор

При уменьшении угла α_2 (соответственно α_3) увеличивается длина пути частицы и возрастают потери в отводе.

Степень преобразования кинетической энергии в энергию давления в большей степени зависит от соотношения скоростей c_u , чем c_m , поэтому эффективность безлопаточного диффузора главным образом зависит от соотношения D_4/D_3 .

Безлопаточные диффузоры применяются при $\alpha_2 \geq 20^\circ$, т. е. при $\beta_2 = 40 \div 60^\circ$. Оптимальные геометрические соотношения плоских диффузоров выполняют в пределах $0,8 < b_3/b_2 \leq 1,0$, $D_3/D_2 = 1,2 \div 1,5$, а $D_4/D_2 < 2$.

Основной недостаток безлопаточных диффузоров — увеличение радиальных габаритов компрессора. При малых углах α_2 отношение D_4/D_2 уменьшается.

Для уменьшения D_4/D_2 стенки диффузора иногда выполняются расходящимися с углом $\delta = 2 \div 4^\circ$. Для одинаковой степени преобразования энергии отношение наружных диаметров равно в этом случае ($b_4 > b_3$)

$$\frac{D_4}{D_4'} = \sqrt{\frac{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3 (b_3/b_4)^2}} > 1 \quad (4.16)$$

Трение газа о стенки диффузора вызывает более интенсивное замедление потока с увеличением угла α по радиусу, которое можно определить выражением

$$b \operatorname{tg} \alpha - b_3 \operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{\lambda}{4} (r - R_2) \quad (4.17)$$

где $\lambda \approx 0,04$ – коэффициент потерь на трение.

За безлопаточным диффузором в одноступенчатых машинах выполняется спиральный отвод или кольцевой канал круглого сечения; в многоступенчатых – переводной канал для подвода газа к следующей ступени.

4.3 Лопаточный диффузор

Конструктивно лопаточный диффузор представляет решетку профилированных лопаток, расположенную за рабочим колесом (рисунок 4.3). По существу лопаточный диффузор - многоканальный отвод. Решетка построена таким образом, чтобы угол α потока увеличивался по радиусу, что позволяет уменьшить радиальные габариты D_4/D_3 за счет более интенсивного снижения величины c_u . Лопаточные диффузоры применяются при малых значениях угла $\alpha_2 < 20^\circ$.

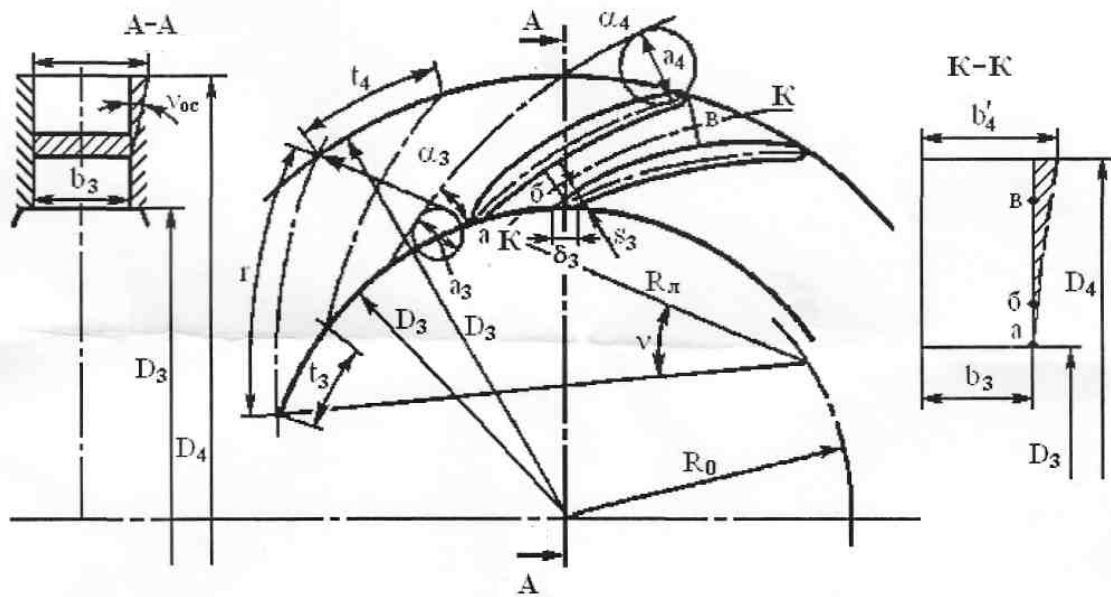


Рисунок 4.3 - Лопаточный диффузор

Каждый межлопаточный канал состоит из спиральной части *а-б* и диффузора *б-в*. Спиральный участок лопатки строится по углу α_3 :

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \operatorname{tg} \alpha_2 + \frac{\lambda}{4b_3} (R_3 - R_2) \quad (4.18)$$

где $\lambda \approx 0,04$.

Диаметр начала лопаток диффузора определяют по соотношению

$$D_3 = D_2 \left(1 + \frac{1}{x} \right), \quad (4.19)$$

где $\frac{1}{x} = \frac{1}{5} - \frac{1}{7}$.

Большие значения x : выбираются для меньших значений a_2 . В зазоре $D_3 - D_2$ происходит выравнивание поля скоростей и гашение газодинамических шумов.

Обычно ширину отвода принимают постоянной: $b_3 = b_4 = b_2 + (1-2 \text{ мм})$. В

некоторых специальных случаях для получения требуемой формы характеристики стенка диффузорной части выполняется наклонной под углом $\nu_{oc} = 2 \div 3^\circ$.

Полный угол раскрытия эквивалентного диффузора при $b = \text{const}$ равен

$$\operatorname{tg} \nu = \operatorname{tg} \nu_{pad} = \frac{a_4 - a_3}{l} \quad (4.20)$$

где $a_3 = \frac{2\pi}{z_\partial} R_3 \sin \alpha_3$.

По оптимальным значениям $\nu = 7 \div 10^\circ$ путем подбора a_4, l, z_∂ определяем диаметр D_4 . Оптимальные значения отношения диаметров D_4/D_3 лежат в пределах $D_4/D_3 = 1,3 \div 1,4$. Обозначив $a_4/a_3 = c$, можно получить требуемое число лопаток отвода по заданным оптимальным угловым и геометрическим параметрам:

$$z_\partial = \frac{2\pi \sin \alpha_3 (c - 1)}{2 \operatorname{tg} \nu [(R_4/R_3)^2 - 1]} \times \sqrt{\left(\frac{R_4}{R_3}\right)^2 + 1 - 2 \frac{R_4}{R_3} \left[\cos \alpha_3 \sqrt{1 - \left(c \frac{R_3}{R_4} \sin \alpha_3\right)^2} - c \frac{R_3}{R_4} \sin^2 \alpha_3 \right]}. \quad (4.21)$$

Число лопаток диффузора z_∂ нельзя принимать равным или кратным числу лопаток рабочего колеса. Обычно z_∂ подбирают по соотношению

$$z_\partial = z_\pm(k \pm 1), \quad \text{где } k = 2, 4, 6 \dots$$

Оптимальный угол раскрытия диффузора уменьшается при шероховатых (литых) стенках каналов. В связи с этим для уменьшения отношения D_4/D_3 необходимо обеспечить высокую чистоту поверхностей каналов отвода.

Поток на выходе из диффузора определяется соотношениями

$$\sin \alpha_4 = c \frac{D_3}{D_4} \sin \alpha_3; \quad a_4 = c a_3;$$

$$c_{4m} \approx \frac{D_3 b_3}{D_4 b_4} c_{3m}; \quad c_{4u} = c_{4m} / \operatorname{tg} \alpha_4;$$

$$c_4 = \sqrt{c_{4m}^2 + c_{4u}^2}.$$

При определении скоростей c_m необходимо учитывать стеснение потока лопатками.

Скелет лопатки диффузора можно построить по точкам, задавшись законом изменения $\alpha=f(R)$ пределах от R_3 до R_4 , или описать дугой окружности. Второй способ предпочтительней по технологическим соображениям.

Необходимые для построения скелета лопатки геометрические размеры определяют по соотношениям

$$R_{\text{Л}} = \frac{R_4^2 - R_3^2}{2(R_4 \cos \alpha_4 - R_3 \cos \alpha_3)}; \quad (4.22)$$

$$R_0 = \sqrt{R_3^2 + R_{\text{Л}}^2 - 2R_3 R_{\text{Л}} \cos \alpha_3}; \quad (4.23)$$

$$\operatorname{tg} \frac{\nu}{2} = \frac{R_4 \cos \alpha_4 - R_3 \cos \alpha_3}{R_4 \cos \alpha_4 + R_3 \cos \alpha_3}; \quad (4.24)$$

$$l = R_{\text{Л}} \nu \frac{\pi}{180}. \quad (4.25)$$

Толщину лопаток s выбирают минимальной по технологическим соображениям. Входные кромки заоваливают для уменьшения износа и снижения ударных потерь при работе компрессора на нерасчетных режимах.

В некоторых специальных конструкциях компрессоров для снижения потерь при входе на лопатки при нерасчетных режимах работы применяются поворотные лопатки диффузора.

5 Расчет подводящих устройств

Основное назначение подводов состоит в обеспечении входа газа в межлопастные каналы рабочего колеса с определенным моментом скорости при минимальных потерях. В связи с этим рабочим поверхностям подводов стремятся придать форму, близкую к траекториям движения газовых струй.

Подводы к первой ступени. Осевые подводы, применяемые в одноступенчатых машинах, представляют собой конфузорные патрубки с углом $\nu = 10 \div 15^\circ$. По известному значению D_0 , выбрав угол ν , из конструктивных соображений подбирают длину патрубка с тем, чтобы обеспечить стандартный диаметр $d_{вх}$ входного патрубка компрессора.

Рекомендации по построению подводов в виде колен (рисунок 5.1, а, б).

Кольцевой подвод (рисунок 5.1, а) не обеспечивает равномерного распределения c_m на входе в рабочее колесо из-за разного направления частичек газа и образования мертвой зоны за валом; при его обтекании. Для уменьшения неравномерности распределения скоростей применяют увеличенные площади поперечных сечений подвода.

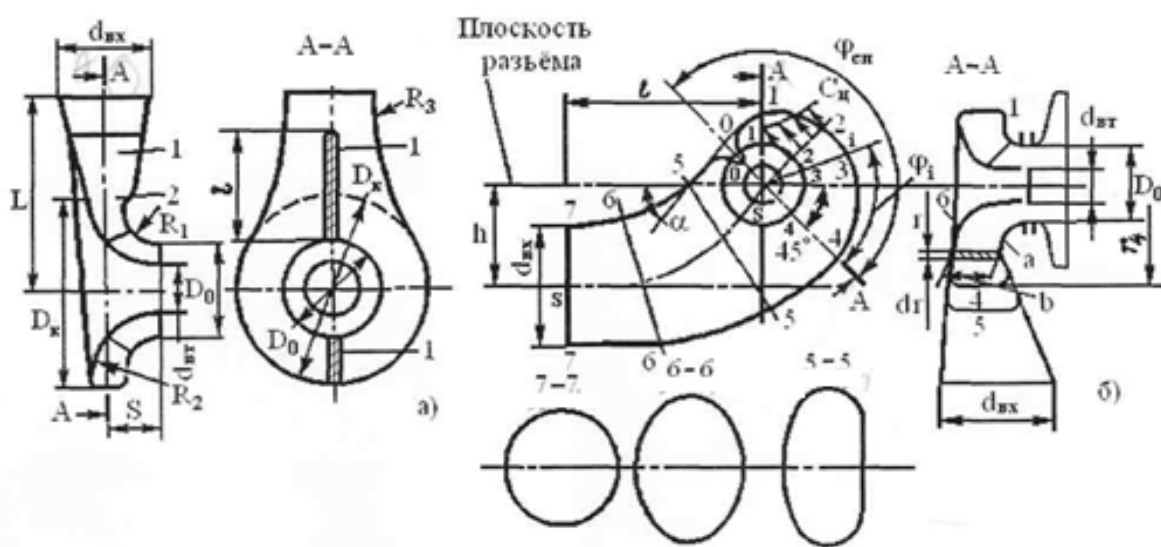


Рисунок 5.1 - Боковые подводы: а — кольцевой; б — полуспиральный

Основные геометрические размеры, необходимые для построения кольцевого подвода, показаны на рисунке 5.1, а.

Основным параметром кольцевого подвода является степень конфузурности

$$n = F_{\text{вх}}/F_0, \quad (5.1)$$

где $F_{\text{вх}} = \pi d_{\text{вх}}^2/4$ — площадь входного патрубка;

$F_0 = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{\text{вм}}^2)$ - площадь входной горловины рабочего колеса.

Степень конфузурности находится в пределах $n = 1,5 \div 2$.

Конфигурация участка от входного патрубка. До кольцевой камеры D_k должна обеспечивать плавное изменение скоростей, что достигается соответствующей формой боковых стенок и радиусом R_3 . Радиусы закругления R_1 и R_2 входного диффузора подбираются при конструктивной проработке схемы компрессора, при этом R_1 необходимо принимать по возможности большим для уменьшения неравномерности потока в конфузуре. Наличие уступа 2 на входе в кольцевую камеру способствует более равномерному распределению скоростей в выходном сечении подвода. В подводе рекомендуется выполнять разделительное ребро 1, которое может располагаться по одну или обе стороны входной воронки. Длина ребра 1 выбирается из конструктивных соображений. В осесимметричном кольцевом конфузуре необходимо обеспечить 15—20 % повышения скорости для стабилизации потока на входе в рабочее колесо.

Рекомендуемые соотношения между основными геометрическими размерами подвода находятся в пределах: $D_k = (1,4 \div 2,0) d_{\text{вх}}$; $L = (2,0 \div 2,2) d_{\text{вх}}$;

$$s = (0,4 \approx 0,6) d_{\text{вх}}.$$

Полуспиральный подвод более сложен в изготовлении, чем кольцевой, однако обеспечивает более равномерную структуру потока на входе в рабочее колесо и создает определенный момент k_1 скорости в направлении вращения рабочего колеса, что приводит к уменьшению скорости W_1 , т. е. снижению потерь на входе в колесо. Наряду с двухзаходными применяются однозаходные полуспиральные подводы (рисунок 5.1, б).

Проточную часть полуспирального подвода характерными сечениями (нумерация сечений противоположна направлению потока) условно разделяют на три участка: первый — от входного патрубка (сечение 7-7) до сечения 5-5, на котором происходит плавное изменение сечений и скоростей от $c_{вх}$ до c_4 ; второй — спиральная ($\varphi_{сп}=180^\circ$) камера от сечения 4-4 до разделительного «языка» (сечение 0-0); третий — кольцевой криволинейный конфузор с 10-15%-ным нарастающим скоростью для стабилизации потока во входной воронке рабочего колеса.

Язык спирали обычно располагается под углом 45° против вращения колеса к направлению потока во входном патрубке (сечение 0-0). Форма радиальных сечений спиральной камеры определяется конфигурацией боковых стенок a и b , которую выбирают при конструктивной проработке компрессора. В многоступенчатых компрессорах целесообразно уменьшать осевые размеры камеры за счет увеличения радиальных.

Экспериментально установлено, что через расчетное сечение спирали (сечение 4-4) проходит часть расхода газа, поступающая через входной патрубок $V_4 = \alpha V_{вх}$, где $\alpha \leq 0,5$. Остальная часть потока поступает радиально непосредственно в рабочее колесо.

Поток газа, движущийся по спиральной части, создает средний момент скорости k_1 на входе в рабочее колесо. Момент скорости k_4 в сечении 4-4 примерно равен $k_4 = \beta k_1$, где $\beta \geq 2$. Пренебрегая трением, предполагают, что распределение нормальных к сечениям скоростей изменяется по закону $c_u r = \text{const}$.

В этом случае расход V через расчетное сечение 4-4 входа в спираль (полуспираль, так как $\varphi_{сп} = 180^\circ$) равен

$$V_4 = \int_{R_0}^{r_4} c_u b dr = k_4 \int_{R_0}^{r_4} \frac{b}{r} dr \quad (5.2)$$

Здесь k_4 - средний момент скорости в сечении 4-4, который можно определить через k_1 .

Из-за произвольного закона $b/r = f(r)$ графическим способом вычисляют интеграл

$$\int_{R_0}^r \frac{b}{r} dr = J \quad \text{и определяют величину } r_4. \text{ Построение промежуточных сечений и}$$

контура стенки спиральной камеры в плане производят аналогично спиральному отводу.

Расход через промежуточные сечения пропорционален углу охвата:

$$V_i = V_4 \frac{\varphi_i^0}{180} \quad (5.3)$$

Требуемое значение интеграла $J_{\text{тр}}$ можно выразить через параметры компрессора:

$$J = k_n \sqrt[3]{V_{\text{вх}} / n} \quad (5.4)$$

Здесь $k_n = 1,8 \div 2$ — опытный коэффициент; $V_{\text{вх}}$, м³/с; n , об/мин. По J определяют r_4 и профилируют полуспиральный подвод.

Средний момент k_1 скорости, создаваемый полуспиральным подводом на входе в колесо,

$$k_1 = \frac{\alpha V_{\text{вх}}}{\beta J} \quad (5.5)$$

На первом участке подвода необходимо обеспечить плавное изменение сечений по средней линии s-s от круглого до формы сечения 4-4. Это достигается соответствующим построением промежуточных сечений $i = 5 \div 7$.

Анализируя размеры выполненных подводов, можно рекомендовать такие соотношения:

$$F_4 = 0,5F_0 = 0,5 \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{em}^2) \quad (5.6)$$

$$F_6 = F_0; \quad l_{6-6} = 2d_{ex}; \quad (5.7)$$

$$L = (1,4 - 2,0)d_{ex} \quad (5.8)$$

$$h_0 = (0,6 \div 0,9)d_{ex}; \quad \alpha > 30^\circ; \quad (5.9)$$

$$d_{ex} = (3 \div 4) \sqrt[3]{V_{ex} / n} \quad (5.10)$$

Входной направляющий аппарат, который представляет собой элемент подводящего устройства, состоит из ряда поворотных лопаток, расположенных по окружности, перед входом в колесо (рисунок 5.2).

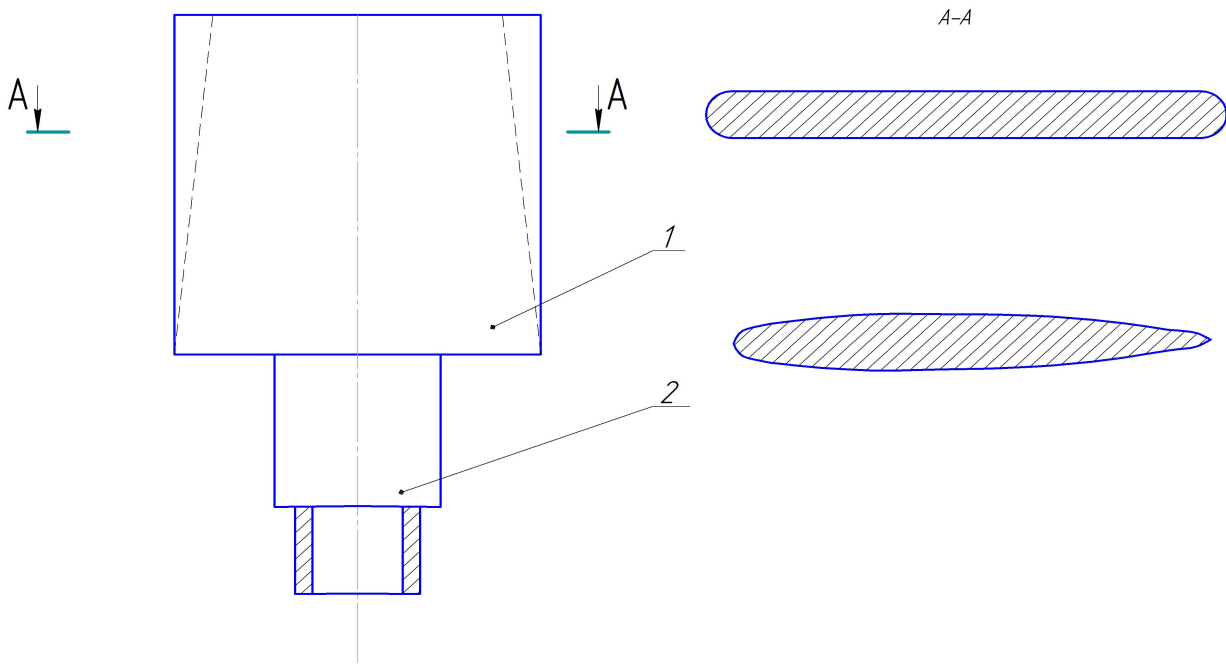


Рисунок 5.2 – Лопатка входного направляющего аппарата: а – плоская;
б – профилированная

Лопатка цапфой 2 крепится в статорной детали, перо 1 лопатки обычно имеет постоянную хорду $l = \text{const}$. В осевых подводах лопатки выполняются трапецевидной формы. Применяются плоские (а) и профилированные (б) лопатки. Обычно используются экспериментально отработанные симметричные профили с хорошими аэродинамическими качествами. Угол установки лопаток для обеспечения требуемого угла $\alpha_{\text{лп}}$ определяют расчетом круговой решетки лопаток. Число лопаток входного направляющего аппарата выбирается из условия обеспечения полного перекрытия кольцевого сечения.

Следует иметь в виду, что незначительная, положительная закрутка потока лопатками входного направляющего аппарата несколько повышает КПД ступени. Закрутка против вращения колеса повышает коэффициент напора ψ , но снижает КПД. Поэтому угол установки лопаток не превышает 120° .

5.1 Обратный направляющий аппарат

По конструкции обратный направляющий аппарат представляет собой

круговую решетку лопаток специфической формы, которая образует межлопаточные каналы, по которым газ подводится с определенной закруткой к рабочему колесу последующей ступени многоступенчатого компрессора. Обычно обратный направляющий аппарат комбинируется совместно с кольцевым безлопаточным каналом.

Без учета трения газ по безлопаточному каналу а-б движется с постоянным моментом $c_u r = \text{const}$. За счет трения момент скорости уменьшается, и угол входа потока на лопатки обратного направляющего аппарата определяется выражением

$$\operatorname{tg} \alpha_5 = \left(b_4 \operatorname{tg} \alpha_4 + \frac{\lambda}{4} l \right) \frac{1}{b_5}, \quad (5.11)$$

где $\lambda, = 0,03 \div 0,04$ — коэффициент потерь на трение;

l — длина средней линии тока а-б;

b_4, b_5 — ширина канала на входе и выходе. Обычно $b_4 \approx b_5$.

Решетка лопаток обратного направляющего аппарата выполняется с диффузорным или конфузорным течением газа. В последнее время часто каналы выполняются таким образом, чтобы $c_5 \approx c_6$. В канале стремятся обеспечить линейный закон изменения скоростей.

Среднюю линию лопатки очерчивают дугой круга либо по дуге круга на входе и по прямой на выходе.

Основные геометрические размеры для построения лопаток обратного направляющего аппарата определяют соотношениями

$$r_n = \frac{R_5^2 - R_6^2}{2R_5 \cos \alpha_5}; \quad (5.12)$$

$$r_0 = \sqrt{r_n^2 + R_6^2}; \quad (5.13)$$

$$z_{ОНА} = 12 \div 18; \quad (5.14)$$

$$D_6 = (1 \div 1,2)D_0; \quad (5.15)$$

$$b_6 = F_0 \frac{c_0}{c_6} / \pi D_6. \quad (5.16)$$

В некоторых случаях выполняют $D_6 < D_0$. Угол ε для обеспечения необходимой закрутки потока на входе в рабочее колесо выбирается равным $\varepsilon = \pm(5 \div 10^\circ)$. Угол потока на выходе из обратного направляющего аппарата не равен углу установки лопаток $\alpha_6 \neq \alpha_{6п}$. Отклонение получают расчетом круговой решетки обратного направляющего аппарата. В то же время $\alpha_{6п} \neq \alpha_1$. Это различие вызывается формой криволинейного конфузора перед рабочим колесом.

Известны обратные направляющие аппараты насосного типа, в которых отсутствует безлопаточное кольцевое пространство. Лопатки обратного направляющего аппарата начинаются непосредственно за лопаточным диффузором, образуя непрерывные каналы. Такое конструктивное исполнение применяется в малоканальных лопаточных диффузорах $z_0 = 8 \div 12$. В этом случае ширину каналов обратного направляющего аппарата следует определять по линейному закону изменения скоростей от c_4 до c_6 при $z_{ОНА} = z_0$ и $b_4/b_5 = 1,1 \div 1,15$.

6 Пример расчета компрессора

Провести газодинамический и конструктивный расчет элементов проточной части центробежного компрессора.

Исходные данные:

Производительность $V \text{ м}^3/\text{мин.} = 3500$;

Давление на входе $P_H = 0,1$ МПа; температура на входе $T_H = 293$ К;

Давление на выходе $P_K = 0,55$ МПа;

Частота вращения $n=3000$ об/мин;

Рабочее тело воздух.

6.1 Порядок расчета

6.1.1 Термодинамический расчет

6.1.1.1 Определяется число ступеней компрессора Z

$$Z = \frac{C_{ком}}{C_{ст}} \quad (6.1)$$

где $C_{ком}$ – соотношений давлений сжатия по компрессору (определяется из исходных данных);

$C_{ст}$ – соотношение давлений сжатия ступени.

(принимается по таблице 1, в зависимости от вида рабочего тела)

$C_{ст} = 1,76$ – воздух, тогда

$$Z = \frac{5,5}{1,76} = 3,125 \quad (\text{принимаем } Z = 3)$$

6.1.1.2 Расчет давлений сжатия по ступеням производится с учетом гидравлических сопротивлений в промежуточных холодильниках (X) и недоохлаждения рабочего тела T_H'/T_H , до первоначальной температуры. T_H' , T_H температура рабочего тела соответственно на входе в последующую ступень и на входе в компрессор. (T_H'/T_H – принимается в интервале $1,02 \div 1,05$) в примере $T_H'/T_H = 1,04$. e - соотношение давлений выхода и входа рабочего тела в холодильниках $e = 0,94 \div 0,98$ в примере $e = 0,96$

$$C_{CT_1} = \sqrt[n+1]{c/\ell^n} \cdot \sqrt{\left(\frac{T_H}{T_H}\right)^{2m}}, \quad (6.2)$$

где m – комплекс, определяемой в зависимости от показателя адиабаты и политропного коэффициента полезного действия – принимается $\eta_{над} = 0,75 \cdot 0,9$ в примере $\eta_{пол} = 0,8$, $K = 1,4$ для воздуха.

$$m = \frac{K}{K-1} \cdot \eta_{пол}; \quad m = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 0,8 = 2,8 \quad (6.3)$$

а) соотношение давления сжатия в первой ступени:

$$C_{CT} = \sqrt[3]{\frac{5,5}{(0,96)^2}} \cdot \sqrt{(1,04)^{2,8}} = 1,942 \quad (6.4)$$

б) соотношение давлений сжатия второй ступени:

$$C_{CT2} = C_{CT'} / \left(\frac{T_{H'}}{T_H}\right)^m \quad (6.5)$$

$$C_{CT2} = 1,942 / (1,04)^{2,8} = 1,740$$

в) соотношение давлений по третьей ступени:

$$C_{CT3} = C_{CT2} / \left(\frac{T_{H'}}{T_H}\right)^m = 1,740 / (1,04)^{2,8} = 1,6 \quad (6.6)$$

6.1.1.3 Изменения температуры рабочего тела в ступенях:

$$\text{а) первая ступень} \quad \Delta t_1 = T_H (C_{C1}^{1/m} - 1) \quad (6.7)$$

$$\Delta t_1 = 293(1,942^{1/2,8} - 1) = 78,35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{б) вторая ступень} \quad \Delta t_2 = T_{H_2} (C_{C2}^{1/m} - 1) \quad (6.8)$$

$$T_{H_2} = T_{H_1} \cdot 1,04 \quad (6.9)$$

$$\Delta t_2 = 293 \cdot 1,04(1,74^{1/2,8} - 1) = 66,67 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{в) третья ступень} \quad \Delta t_3 = 293 \cdot (1,04)^2 (1,6^{1/2,8} - 1) = 57,93 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6.1.1.4 Удельная работа сжатия в ступенях компрессора определяется по уравнению:

$$\ell_{y\partial} = R\Delta t \quad , \quad (6.10)$$

где R – газовая постоянная рабочего тела

$$R = 8314/28,96 = 287 \text{ (для воздуха)}$$

$$\ell_{y\partial 1} = 287 \cdot 78,35 = 22,49 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$$

$$\ell_{y\partial 2} = 287 \cdot 66,67 = 19,13 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$$

$$\ell_{y\partial 3} = 287 \cdot 57,93 = 16,63 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$$

6.1.1.5 Масса рабочего тела из уравнения Клапейрона-Менделеева

$$PV = mRT \quad (6.11)$$

$$m = \frac{PV}{RT} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 3500}{60 \cdot 287 \cdot 293} = 69,37 \text{ кг/с} \quad (6.12)$$

6.1.1.6 Эффективная мощность компрессора

$$N_{\text{э}} = \ell_{\text{уд}} \cdot m / \eta_{\text{к}}, \quad (6.13)$$

$$\ell_{\text{уд}} = \sum_{i=1}^n \ell_i. \quad (6.14)$$

$\eta_{\text{к}}$ - к.п.д. компрессора

$$\eta_{\text{к}} = \eta_{\text{мол}} \cdot \eta_{\text{мех}}, \quad (6.15)$$

где $\eta_{\text{мех}}$ - механический к.п.д. компрессора, принимается ($\eta_{\text{мех}} = 0,95 \div 0,99$)

принимаем $\eta_{\text{мех}} = 0,98$

$$\eta_{\text{к}} = 0,8 \cdot 0,98 = 0,784$$

$$N_{\text{э}} = \frac{(22,49 + 19,13 + 16,63) \cdot 10^3 \cdot 69,37}{0,98} = 5,154 \text{ МВт.}$$

Принимаем для всех секций по две ступени с колесами радиального типа и цилиндрическими лопатками.

6.1.2 Расчет рабочего колеса.

6.1.2.1 Диаметр вала рабочего колеса $d_{\text{в}}$ определяется упрощенным методом на основании расчета на кручение при пониженных значениях допускаемых

напряжений.

$$[\sigma_{кр}] = 12 \div 20 \text{ МПа}$$

$$d_g = (200 \div 250) \sqrt[3]{N_g/n} \quad (6.16)$$

$$d_g = 200 \sqrt[3]{\frac{5,154 \cdot 10^3}{3000}} = 239,5 \text{ мм}$$

где N_g – мощность в кВт;

n – об/мин;

d_g – в мм.

Принимаем $d_g = 250$ мм.

Проверяем выбранный диаметр вала с учетом критической частоты по уравнению:

$$d_{в.кр} = K_d (Z + 2,3) D_2 \sqrt{n_{кр1}/1000}, \quad (6.17)$$

где $n_{кр1}$ - критическая частота вращения; $n_{кр1} = 0,35 \cdot n$

K_d - эмпирический коэффициент; $K_d = 0,019 \div 0,030$

Z – число ступеней;

D_2 – диаметр рабочего колеса $d_{в.кр} = 0,02 \cdot (3 + 2,3) \cdot 1750 \sqrt{\frac{3000 \cdot 0,35}{1000}} = 190 \text{ мм}$;

$$d_g > d_{в.кр}$$

Если $d_{в.кр}$ оказывается меньше d_g , расчет продолжаем но, если больше

$d_{в.кр} > d_g$, следует пересчитать d_g по (6.16).

6.1.2.2 Диаметр втулки $d_{вт}$ выбирается из конструктивных соображений

$$d_{em} = (1,2 \div 1,25)d_g \quad (6.18)$$

$$d_{em} = 1,2 \cdot 250 = 300 \text{ мм}$$

6.1.2.3 Диаметр входной воронки рабочего колеса

$$D_0 = \sqrt{\frac{4V_p}{\pi C_0} + d_{em}^2} \quad (6.19)$$

где V_p – расход рабочего тела $\text{м}^3/\text{с}$;

C_0 – абсолютная скорость на входе.

$$C_0 = K_c \sqrt{2g\ell_{пол}} \quad (6.20)$$

где K_c – коэффициент входной скорости.

$$K_c = (0,3 \div 0,6) \left(\frac{n'}{100} \right)^{2/3} \quad (6.21)$$

где n' - приведенная частота вращения вала.

$$n' = n\sqrt{V} / (gH)^{3/4} \quad (6.22)$$

$$n' = 50\sqrt{58,3} / (9,8 \cdot 55)^{3/4} = 3,412;$$

принимаем коэффициент 0,34 в уравнении 6.21 т.е.

$$K_c = 0,34 \left(\frac{n}{100} \right)^{2/3}$$

$$K_c = 0,34 \left(\frac{3,412}{100} \right)^{2/3} = 0,03607; C_0 = 0,03607 \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 1,592 \cdot 10^6} = 201 \text{ м/с}.$$

$$\text{Диаметр } D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 3500}{60\pi \cdot 190}} + 0,3 = 0,6928 \text{ м}.$$

Принимаем $D_0=0,7$ м.

6.1.2.4 Определяем наружный диаметр D_2 из соотношения

$$D_2/D_0=2 \div 3 \quad (6.23)$$

Принимаем предварительно $D_2/D_0=2,1$, тогда $D_2=2,1 \cdot D_0=2,1 \cdot 0,7=1,470$ м

6.1.2.5 Оцениваем (предварительно) ширину колеса

$$e_2 = \frac{D_0^2 - d_{em}^2}{4D_2} = \frac{(0,7)^2 - (0,3)^2}{4 \cdot 1,47} = 0,068 \quad (6.24)$$

интервал соотношения $v_2/D_2 = 0,02 \div 0,07$ (расчет верен).

6.1.2.6 Ширина лопасти на входе

$$e_1 = (1,0 \div 2,5) \frac{D_0}{4} \left(1 - \frac{d_{em}^2}{D_0^2} \right) \quad (6.25)$$

$$e_1 = 1,7 \frac{0,7}{4} \left(1 - \frac{300}{700} \right) = 0,17 \text{ м}.$$

6.1.2.7 Меридианная скорость на входе

$$C_{1m} = \kappa_1 C_0, \quad (6.26)$$

где κ_1 – коэффициент стеснения потока ($\kappa_1 = 1,1 \div 1,25$) (принимаем $\kappa_1 = 1,13$)

$$C_{1T} = 1,13 \cdot 201 = 228 \text{ м/с.}$$

6.1.2.8 Положение входной кромки

$$D_1 = (0,8 \div 1,1) D_0, \quad D_1 = D_0.$$

6.1.2.9 Окружная скорость

$$u_1 = \frac{\pi D_1 \cdot n}{60}. \quad (6.27)$$

6.1.2.10 Угол потока $\beta_{1л}$ при входе на лопатки, определяется из треугольника скоростей

$$\operatorname{tg} \beta_{1л} = \frac{C_{1m}}{u_1 - C_{1u}} = \frac{C_{1m}}{u_1 - C_0 \sin \alpha_1} \quad (6.28)$$

Для лопаток с радиальным входом ($\alpha = 90^\circ$).

6.1.2.11 Углы установки лопаток на входе с учетом угла атаки $\delta = 5 \div 10^\circ$, принимаем $\delta = 5$

$$\beta_1 = \beta_{1л} + \delta = 64,25 + 5 = 69,25.$$

6.1.2.12 Рассчитываем коэффициент стеснения потока

В этом случае число лопастей Z принимается ($Z = 18 \div 26$).

$$\frac{1}{\kappa_1} = 1 - \frac{Z \cdot \delta \left(1 + \frac{2\Delta}{e_2} \right)}{\pi D_0 \cdot \sin \beta_1}, \quad (6.29)$$

где $Z = 26$ (принимаем);

δ – толщина лопатки ($\delta = 4 \div 12$);

($\Delta = 25 \div 40$ мм) e – длина лопатки (из расчета).

Принимаем $\delta = 10$ мм; $\Delta = 30$ мм.

$$\frac{1}{\kappa_1} = 1 - \frac{26 \cdot 10 \left(1 + \frac{2 \cdot 30}{170} \right)}{3,14 \cdot 700 \cdot 0,4227} = 0,8265$$

$\kappa_1 = 1,21$ (сопоставляем с принятым) расхождение не превышает 7 %.

6.1.2.13 Расчеты геометрических характеристик рабочего колеса на выходе проводится по выбираемым соотношениям скоростей $C_{2\infty} / C_0$ и $W_1 / W_{2\infty}$

Как правило принимают $C_{2\infty} \approx C_0$; $W_1 / W_{2\infty} = 1,8 \div 1,3$ для меньших значений приведенной частоты вращения n' принимается большее значение $W_1 / W_{2\infty}$. Угол лопасти на входе определяются из уравнения:

$$\sin \beta_2 = \frac{W_1 \cdot k_2 \cdot C_{2\infty}}{W_{2\infty} \cdot k \cdot C_0} \sin \beta_1 \quad (6.30)$$

$$\sin \beta_2 = \frac{1,3 \cdot 1 \cdot 1,1}{1,2} \sin 69,25 = \frac{1,5 \cdot 1 \cdot 1,1}{1,2} \cdot 0,9227 = 90^\circ$$

6.1.2.14 Уточним число лопастей

$$Z_p = \frac{2\pi \sin[(\beta_1 + \beta_2)/2]}{(0.35 \div 0.45) \ln \frac{D_2}{D}} \quad (6.31)$$

$$Z_p = \frac{B_2}{4} + \frac{1(0.5 - \beta_2)(\beta_2 - 10)}{200}, \quad (6.32)$$

если примем $\beta_2=40$

$$Z_p = \frac{40}{4} + \frac{(105 - 40)(40 - 10)}{200} = 26.25$$

6.1.2.15 Принимаем число лопастей для однорядной решетки $Z=(0,8 \div 0,85)Z_p$
для двухрядной решетки $Z_2=Z_p+0,1Z_p$ $Z=28 \cdot 0,85=26$

6.1.2.16 Величина окружной скорости на выходе U_2 определяется из соотношения

$$U_2 = U_1 \frac{D_2}{D_1} = 110 \cdot \frac{1,47}{0,7} = 231 \text{ м/с} \quad (6.33)$$

Требуемая величина U_2 в соответствии с конечным давлением $P_k=0,55$

$$U_2 = \frac{C_{zm}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + gH_T + U_1 \cos \alpha_1}, \quad (6.34)$$

величина теоретического напора определяется из $H = \frac{H_n}{\eta_r}$ с учетом коэффициента

гидравлических сопротивлений $\eta_r = (0,85 \div 0,95)$ $C_{rM} \equiv C_0$

$$U_2 = \frac{190}{2 \cdot \operatorname{tg} 40^\circ} + \sqrt{\left(\frac{190}{2 \operatorname{tg} 4^\circ}\right)^2 + gH_T + U_r \cos \alpha_1} \quad \alpha_1 = 90^\circ \quad \cos \alpha_1 = 0$$

$$U_2 = \frac{190}{2 \cdot 0,839} + \sqrt{\left(\frac{190}{2 \cdot 0,839}\right)^2 + 55 \cdot 9,8} = 113,2 + 115,6 = 228,8 \text{ м/с};$$

сопоставляем значения округленных скоростей (6.33) и (6.34) уравнению $U_2=231$ м/с и 228 м/с погрешность меньше 4 %. Расчет верен.

6.1.2.17 Ширина колеса принимается по п. 2.6

6.1.2.18 Оцениваем число Маха при движении рабочего колеса по

а) окружной скорости на выходе $M_u = U_2 / \sqrt{kRT'_m}$

б) в относительном движении $M_{w_1} = W / \sqrt{kRT_1}$

в) в абсолютном движении $M_{c_2} = C_{c_2} \sqrt{kR'_H}$.

$$M_u = 238 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 305} = 0,68;$$

$$M_{w_1} = 243,8 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 293} = 0,71;$$

$$M_{c_2} = C_{c_2} / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 351} = 0,51.$$

Критическое число Маха для современных дозвуковых профилей осевых компрессоров

$$M_{кр} \leq 0,65 \div 0,85$$

Все значения чисел Маха ниже критических, следовательно, сохраняется устойчивый режим движения рабочего тела.

6.1.3 Профилирование лопастей

Профили лопаток рабочего колеса проектируются по одному из предложенных методов, приведенных в данном разделе. Метод профилирования

выбирается самостоятельно. В примере рассматривается метод построения профиля лопатки, очерченной дугой окружности. На рисунке 10 представлен план построения цилиндрической огибающей лопасти при известном значении диаметров D_1 и D_2 , углах $\beta_{1,0}$ и $\beta_{2,0}$.

Для построения выбираем произвольную точку на окружности диаметра D_2 и проводим меридианную ось, проходящую через центр окружности.

Откладываем угол $\beta_{2,0}$ от меридианной оси и проводим луч АК. Вторым луч ОР проводим от оси ОА под углом $\beta_{1,0} + \beta_{2,0}$. Соединяем точку S пересечения луча с окружностью D_1 третьим лучом АВ до пересечения с окружностью D_1 в точке В. Делим отрезок АВ пополам и из точки С восстанавливаем перпендикуляр до пересечения его с лучом АК в точке N. По определению NC является высотой и меридианной треугольника ANB. Т.о. $NA=NB=R$, где R – радиус цилиндрической огибающей лопасти.

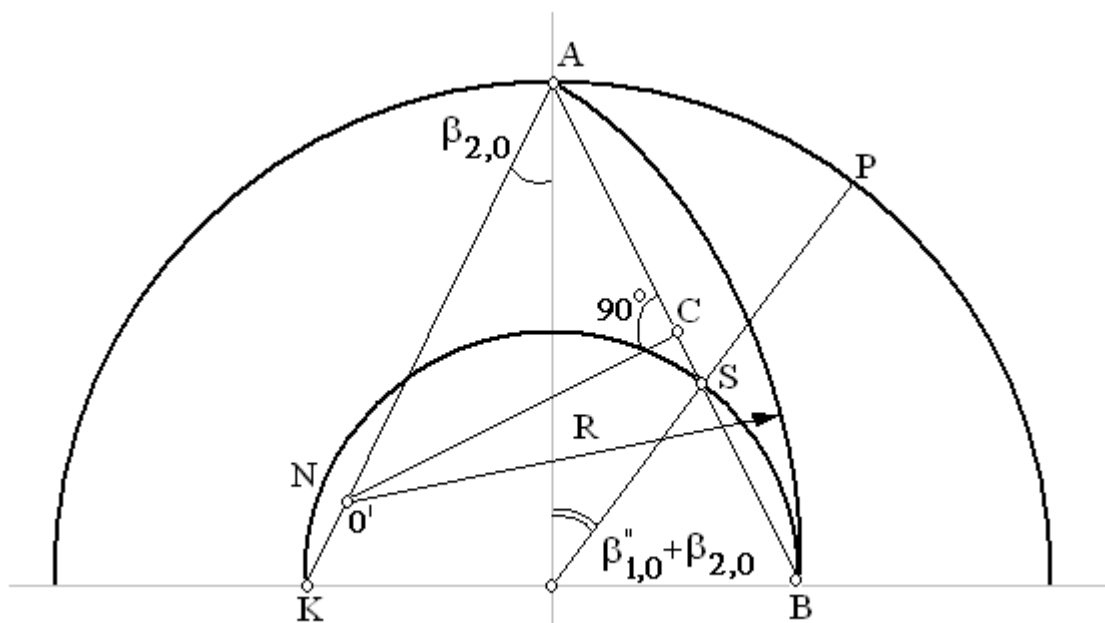


Рисунок 6.1 – План построения цилиндрической огибающей лопасти

Конструирование отводных устройств приведен в разделе 4 указаний. Метод построения выбирается самостоятельно. В примере приведено построение спирального отвода прямоугольного профиля.

Цилиндрическая площадь входного сечения канала $H_3 = \pi D_3 \cdot B$

Диаметр D_3 и ширину B спирали выбирают из соотношения $D_3/D_2=1,1 \div 1,2$,
 $B/b_2=1,25 \div 2,0$

В примере $D_3=1,25D_2=1,15 \cdot 1,47=1,69\text{ м}$ $B=2b_2=1,5 \cdot 0,0684=0,103\text{ м}$.

Объемный расход при входе в спираль определяется из соотношения

$$V_{\text{ex}} = V_p \left(P_{1/} / P \right)^{1/k} \quad (6.35)$$

$$V_{\text{ex}} = \frac{3500}{60} \left(\frac{1}{5,5} \right)^{1,4} = 17,26 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (\text{по условиям выхода из рабочего колеса}).$$

6.2 Конструкция корпуса насоса

При конструировании корпуса насоса основным элементом является направляющий аппарат, диффузор и спиральный отвод.

Отводящие устройства осуществляют:

Преобразование кинетической энергии потока рабочего тела в потенциальную; собирают жидкость выходящую из рабочего колеса направляют ее к выходному патрубку или колесу следующей ступени; измеряют момент скорости по контуру, охватывающему колесо.

При расчете считают, что жидкость поступает в отвод равномерно по окружности, а расход через сечение, находящееся под углом φ определяется по

$$M_\varphi = \frac{M}{360} \varphi; \quad Q_\varphi = \frac{Q}{360} \varphi, \quad (6.36)$$

т.е. расход расчет по сечениям спирального канала пропорционально углу .

6.3 Расчет отводного устройства

6.3.1 Цилиндрическая площадь входного сечения канала

$$F_3 = \pi \cdot D_3 \cdot \delta_3 \quad (6.37)$$

Размер D_3 и δ_3 выбирается из соотношений $D_3/D_2 = 1,1 \div 1,2$;
 $\delta_3/\delta_2 = 1,25 \div 2,0$ при большом значении угла α_2 соотношение диаметров уменьшают, а соотношение ширин увеличивают из расчета проточной части $\delta_2 = 0,068$ мм (а) $D_2 = 1470$ мм. Принимаем $D_3/D_2 = 1.156$, а $\delta_3/\delta_2 = 1,765$, тогда значение диаметра и ширины $D_3 = 1700$ мм, $\delta_3 = 0,12$ мм.

$$F_3 = \pi \cdot 1,7 \cdot 0,12 = 0,641 \text{ м}^2$$

Объемный расход рабочего тела на входе в спираль

$$V_3 = V_1 \cdot (P_1/P_3)^{1/\kappa} \quad (6.38)$$

$C \cdot P_3/P_1 = 0,55$ (из задания) $\kappa = 1,4$ (для воздуха) величина расхода V_1 (задания)
 $V_1 = 55,33 \text{ м}^3/\text{с}$ $V_3 = V_1 P^{(1/5,5)^{1/\kappa}} = 55,33 (0,1888)^{0,7104} = 16,37 \text{ м}^3/\text{с}$ угол обхвата спирали принимаем $\varphi = 340^\circ$. Величина угла α_3 определяется по уравнению

$$\text{tg} \alpha_3 = C_{3m}/C_{3u} \quad (6.39)$$

Значение меридианной скорости C_{3m} определяется из уравнения расхода.

$$C_{3m} = V_3 / \pi \cdot D_3 \cdot \delta_3 = \frac{16,37}{3,14 \cdot 1,7 \cdot 0,12} = 25,56 \text{ м/с.} \quad (6.40)$$

Окружность составляющая из уравнения работы

$$C_{3u} \approx C_{2u} = 30gH/\pi \cdot n \cdot R_3 \quad (6.41)$$

$$C_{3u} = \frac{30 \cdot 9,8 \cdot 55}{3,14 \cdot 50 \cdot 0,850} = 121,2 \text{ м/с.}$$

Диаметр входного канала (спирального)

$$d_8 = \sqrt{\frac{4F_3}{\pi}}; \quad (6.42)$$

$$d_8 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,64}{3,14}} = 0,9036.$$

Угол раскрытия приведенного количества диффузора

$$tg\gamma = (d_n - d_{8np}) / \ell. \quad (6.43)$$

Примем угол раскрытия $\gamma=6^\circ$, длина $\ell = 1$, тогда

$$d_n = d_8 + \ell tg\gamma = 0,9036 + 0,105 = 1,086 \text{ м.}$$

Начальный участок спирали очерчивается под углом α_3

$$\operatorname{tg}\alpha_3 = C_{3m}/C_{3u}, \quad (6.44)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_3 = \frac{25,56}{121,2} = 0,2109$$

$$\alpha_3 = 11,9^\circ \text{С.}$$

Боковые стенки отвода плоские. Выбираем прямоугольные сечения шириной $b = b_3 = 0,12 \text{ м}$

Расход по спирали меняется пропорционально углу охвата φ_i .

$$V_i = V_3 \cdot \varphi_i / 360, \quad (6.45)$$

Разделим диаметр на 8 частей с шагом 45° и вычисляем расходы в зависимости от угла охвата. Результаты расчета сводим в таблице 4.

Для прямоугольного сечения с шириной $b_3 = 0,12$ суммарный расход через i° сечение имеет вид:

$$V_i = b \int_{R_3}^{r_i} C_{ui} dr \quad (6.46)$$

Момент скорости M_2 выраженный через напор:

$$M_2 = C_{ru} \cdot r = \frac{gH_r}{\omega} = \frac{1}{2\pi} \cdot \Gamma_c, \quad (6.47)$$

где Γ_c – постоянная спирального отвода:

Тогда величина расхода

$$V_i = \frac{1}{2\pi} \Gamma_c \int_{r_3}^R \frac{dr}{r} \quad (6.48)$$

Таблица 4 - Результаты расходов в зависимости от угла охвата.

№ Задания	φ_i	V_i	$P = \frac{V_i 2\pi}{\Gamma}$	$R_i / r_3 = e^P$	$R_i = r_3 \cdot e^{V_i P}$
1	0	0	0	0	0
2	45	2,046	0,1898	1,209	1,028
3	90	4,092	0,3796	1,462	1,243
4	135	6,139	0,5694	1,767	1,502
5	180	8,184	0,7591	2,136	1,816
6	225	10,23	0,9489	2,583	2,196
7	270	12,28	1,139	3,124	2,655
8	315	14,32	1,328	3,773	3,207
9		16,37	1,518	4,563	3,878

Для конечного сечения

$$R_8 = R_3 + d_8 = 0.85 + 0.9036 = 1.754 \text{ м.} \quad (6.49)$$

В зависимости от этого радиуса по аналогичным уравнениям рассчитываем радиусы дуг спирали с интервалом 45° . результаты расчетов представлены в таблице 4. По результатам расчетов радиусов сечения строим логарифмическую спираль (оггибающую корпуса) конуса.

Список использованных источников

1. Ляшков, В.И. Тепловые двигатели и нагнетатели/ Ляшков В.И., Русин В.А. - МТамбов : Изд- во Тамб. гос. техн. ун-та, 2006. – 16 с.
2. Черкасский, В.М. Нагнетатели и тепловые двигатели/ В.М. Черкасский - М. : Энергоатомиздат, 1997 . – 384 с.
3. Ефимов, А.В. Тепловые двигатели/ А.В. Ефимов, А.Г. Галкин. - М: УМК МПС России, 2000. - 512с.
4. Шароглазов, Б.А. Теория рабочих процессов ДВС / Шароглазов Б.А. Клементьев В.В. - Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003. – 33 с
5. Буров, А.Л. Тепловые двигатели: учебное пособие/ А.Л.Буров. – 2-е изд., стер. – Москва: МГИУ, 2005. – 136 с.

Приложение А

(обязательное)

Таблица А.1 - Варианты к заданию на проектирование рабочего колеса центробежного компрессора

№ Зада ния	Производитель- ность V , $\text{м}^3/\text{мин}$	Конечное давление P_K , МПа			Начальное давление P_H , МПа	Начальная температура T_H , К
		а)	б)	в)		
1	2400	0,6	0,55	0,50	0,1	273
2	2500					
3	2600	0,5	0,45	0,4	0,12	278
4	2700					
5	2800	0,45	0,4	0,35	0,13	283
6	2900					
7	3000	0,4	0,5	0,55	0,14	288
8	3100					
9	3200	0,5	0,55	0,6	0,15	293
10	3300					

Рабочее тело: а) воздух

б) метан

в) азот

Приложение Б

(обязательное)

Построение треугольников скоростей и профиля лопатки

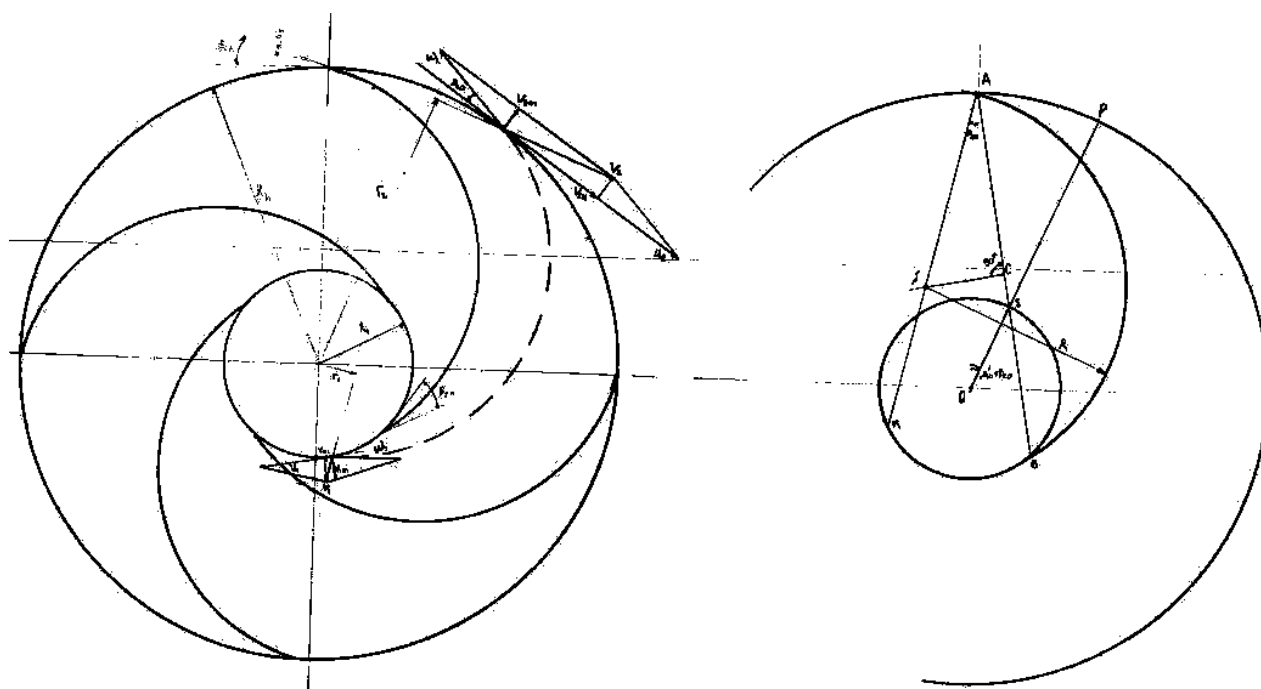


Рисунок Б.1 - Построение треугольников скоростей и профиля лопатки

Приложение В
(справочное)

Рабочее колесо

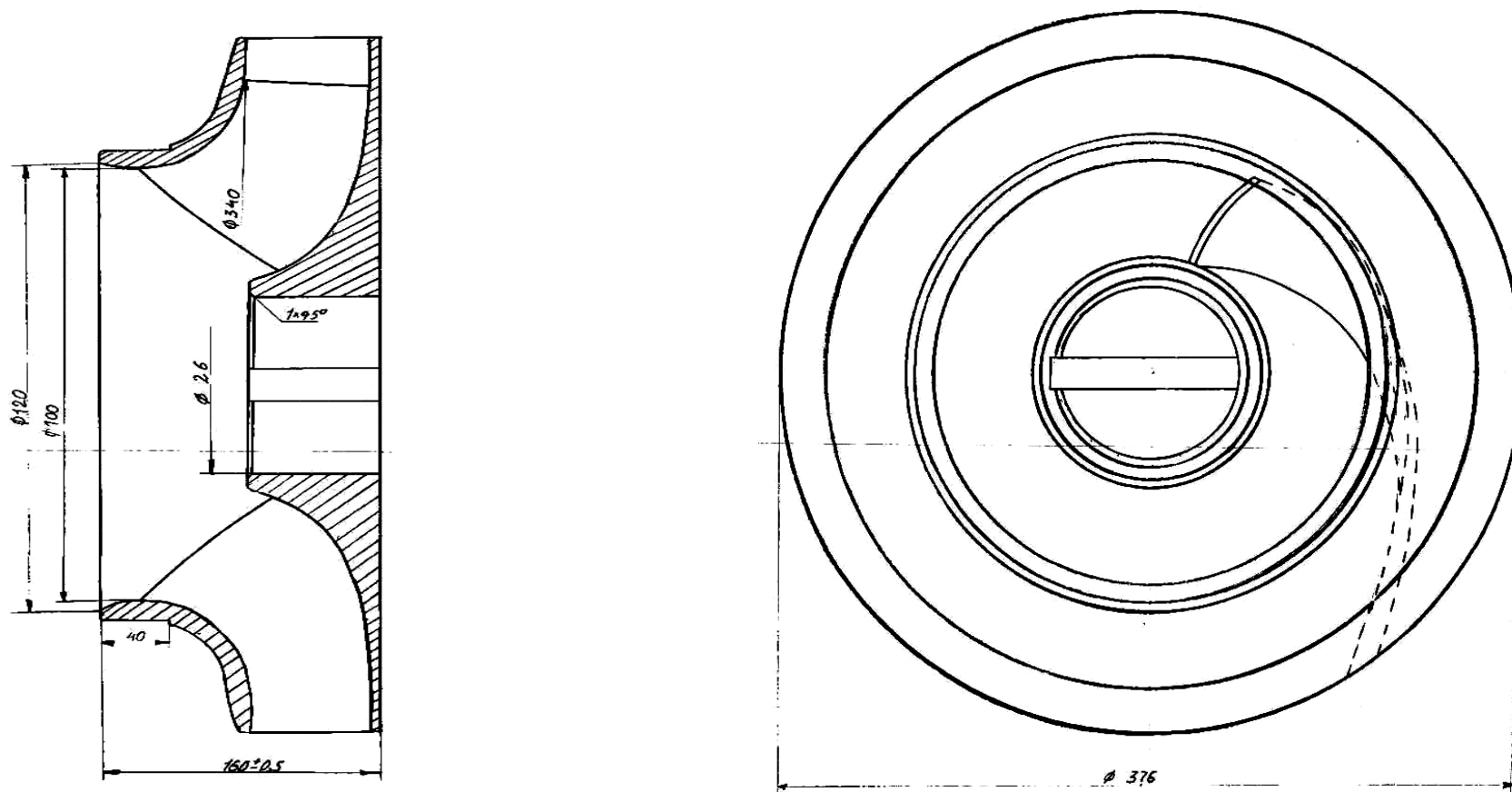
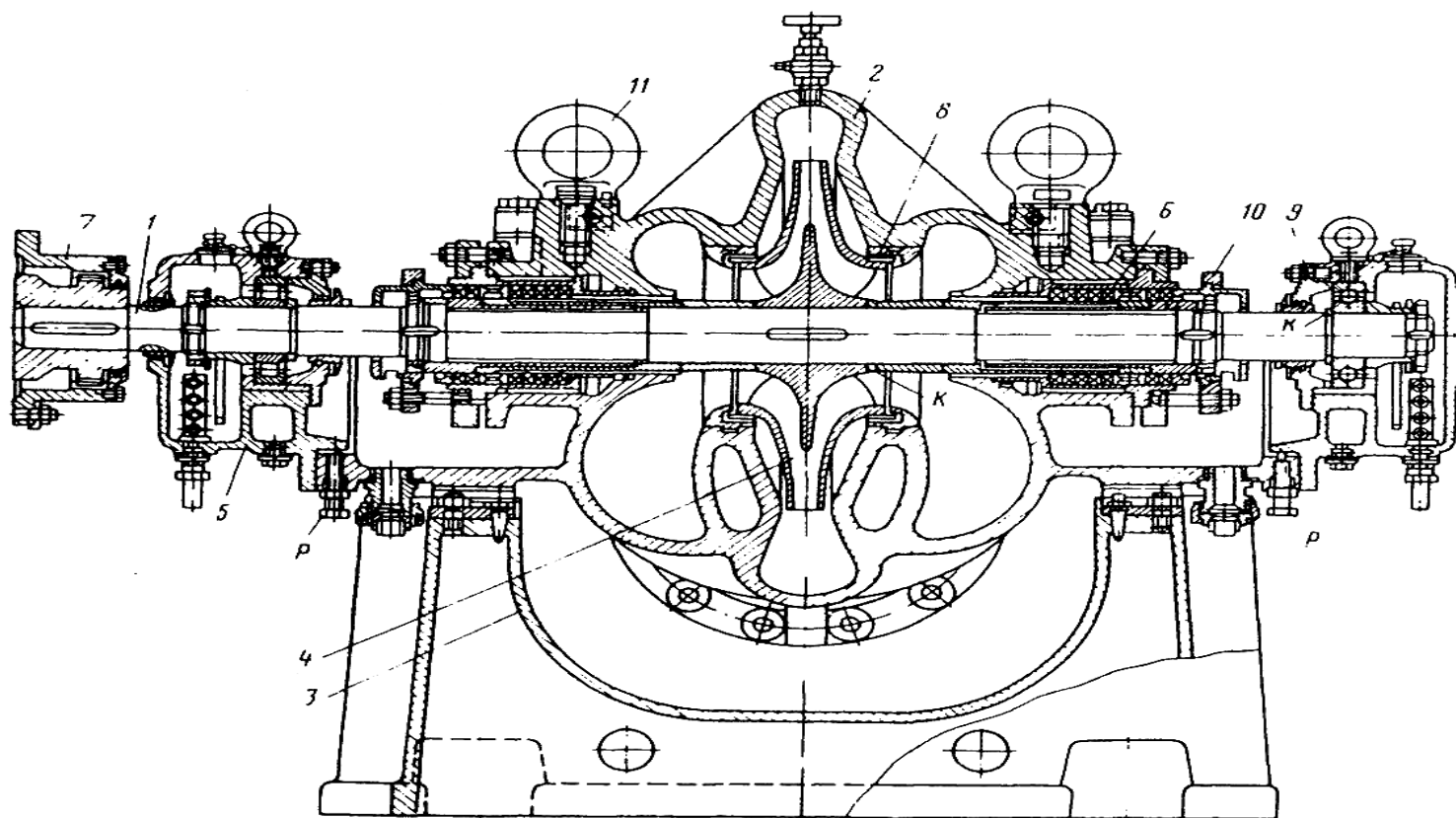


Рисунок В.1 - Рабочее колесо

Приложение Г

(справочное)

Сетевой насос СЭ-800-7



- 1- Вал
- 2- Корпус
- 3- Крышка
- 4- Рабочее колесо
- 5- Корпус подшипника
- 6- Сальник
- 7- Муфта
- 8- Уплотнение
- 9- Шпилька
- 10- Крышка сальника
- 11- Проем

Рисунок Г.1 - Сетевой насос СЭ-800-7

