

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Владимирский государственный университет

А.А. Гаврилов, М.С. Игнатов

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ
ДЛЯ НАДДУВА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Учебное пособие

Владимир 2009

УДК 621.43.052

ББК 31.365.4

Г13

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор
зав. кафедрой транспортных газотурбинных двигателей
Московского государственного технического университета «МАМИ»
Ю.С. Кустарев

Доктор технических наук, профессор
начальник Центра испытаний двигателей
ООО «Владимирский моторо-тракторный завод»
А.Р. Кульчицкий

Печатается по решению редакционного совета
Владимирского государственного университета

Гаврилов, А.А.

Г13 Проектирование турбокомпрессоров для наддува поршневых
двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / А. А Гаврилов,
М. С. Игнатов ; Владим. гос. ун-т. – Владимир : Изд-во Владим. гос.
ун-та, 2009. – 88 с.

ISBN 978-5-9984-0003-2

Изложена последовательность газодинамического расчета компрессора и турбины агрегата наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания для режимов максимального крутящего момента и номинальной мощности.

Приведены рекомендации по выбору опытных параметров, зависимостей, а также критерии оценки получаемых результатов. Рассмотрены вопросы согласования характеристик компрессора и двигателя.

Содержит справочные данные по характеристикам турбокомпрессоров и их конструкциям.

Предназначено для студентов 4-го курса очной формы обучения специальности 140501 – двигатели внутреннего сгорания и бакалавров направления 140500 – энергомашиностроение для практических занятий, выполнения курсового проекта по дисциплине «Агрегаты наддува» и дипломного проектирования комбинированных двигателей внутреннего сгорания.

Табл. 6. Ил. 4. Библиогр.: 8 назв.

УДК 621.43.052

ББК 31.365.4

ISBN 978-5-9984-0003-2

© Владимирский государственный
университет, 2009

Введение

Наддув поршневых двигателей внутреннего сгорания – один из способов повышения их удельных показателей. В учебной дисциплине «Агрегаты наддува» изучались способы наддува, принцип действия агрегатов наддува, устройство объемных нагнетателей и центробежных компрессоров, основы теории лопаточных машин, совместная работа двигателя, турбины и компрессора, способы регулирования наддува.

Для наддува автотракторных четырехтактных двигателей наибольшее применение нашли турбокомпрессоры с центробежным компрессором, радиально-осевой турбиной (ТКР) и консольным расположением рабочих колес.

Параметры проточных частей компрессора и турбины, определяющие расход рабочего тела и их адиабатные работы, взаимосвязаны с параметрами, характеризующими уровень форсирования двигателя внутреннего сгорания. В качестве расчетного для автомобильных и других транспортных двигателей принимается режим максимального крутящего момента по внешней скоростной характеристике, а для тракторных и стационарных двигателей – номинальный режим.

Выполнение практических расчетов турбокомпрессоров, разработка их конструкции позволит студентам приобрести навыки выбора агрегата наддува на этапе проектирования поршневого двигателя. Вариант расчета турбокомпрессора изложен применительно к настройке газотурбинного наддува на режим максимального крутящего момента. Методика проверочного расчета газодинамических параметров турбокомпрессора предполагает широкое использование основ теории подобия, статистических отношений и эмпирических зависимостей. Для большей наглядности алгоритм расчета сопровождается числовыми примерами.

В учебном пособии приведены последовательность выполнения курсового проекта, требования к оформлению графической части и пояснительной записки. Издание содержит необходимый минимум табличного и иллюстративного материала для выполнения курсового проекта студентами.

1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1.1. Задание на проектирование

Пример задания для проектирования турбокомпрессора приведен в таблице.

Задание для проектирования турбокомпрессора

Наименование параметра	Значение
Номинальная мощность N_e , кВт, при частоте вращения n , мин ⁻¹	154 2600
Максимальный крутящий момент $M_{e \max}$, Н·м, при частоте вращения n_m , мин ⁻¹	636 1500
Минимальный удельный расход топлива $g_{e \min}$, г/(кВт·ч)	224
Прототип двигателя КамАЗ-740 - число цилиндров i - диаметр цилиндра D , мм - ход поршня S , мм - тактность τ_d - степень сжатия ϵ	8V 120 120 4 17
Степень повышения крутящего момента наддувом λ_n	1,5
Вариант конструкции турбокомпрессора	3

При наддуве двигателя частоты вращения n и n_m не изменяются.

1.2. Порядок выполнения

1.2.1. Определить параметры совместной работы поршневого двигателя и турбокомпрессора (π_k , G_k) для двух режимов по внешней скоростной характеристике (ВСХ) одним из двух методов (пп. 2.1 или 2.2).

1.2.2. Выполнить расчет газодинамических параметров компрессора и турбины (пп. 3.1 и 3.2) для режимов номинальной мощности и максимального крутящего момента.

1.2.3. Построить в выбранных масштабах по рассчитанным размерам схемы компрессора и турбины, скорости воздуха на входе и выходе из

компрессора, скорости газа на входе и выходе из турбины. При наличии направляющего аппарата, диффузора, соплового аппарата строятся соответствующие скорости и для каждого из них. Численные значения основных размеров рабочих колес и других элементов турбокомпрессора, а также направлений и модулей скоростей сводятся в таблицы.

1.2.4. Рассчитать и построить внешнюю скоростную характеристику двигателя с турбонаддувом для определения параметров их совместной работы по часовому расходу топлива G_T на режиме устойчивой работы двигателя с минимальной частотой вращения и максимально возможной нагрузкой. Построить гидравлическую характеристику вида $\pi_K = f(G_B)$. Размерности G_B и G_K должны быть одинаковыми.

1.2.5. Выбрать близкий по показателям (степень повышения давления и секундный расход воздуха в компрессоре π_K, G_K) турбокомпрессор, используя характеристики компрессоров (прил. 1). Выбор характеристики компрессора утверждается руководителем курсового проекта. Вариант конструкции (продольный разрез) прототипа агрегата наддува (прил. 2) указан в задании.

1.2.6. Совместить гидравлическую характеристику двигателя с универсальной характеристикой компрессора. По положению точек совместной работы двигателя и компрессора оценить эффективность применения турбокомпрессора, а также запас по помпажу.

1.2.7. Разработать конструкцию агрегата наддува с автоматическим регулированием давления наддува со стороны компрессора или турбины. При разработке конструкции агрегата наддува использовать прототип с учетом вычисленных в пп. 2.1 и 2.2 размеров деталей. Особое внимание уделить выбору подшипников, уплотнений и систем смазывания и охлаждения.

1.3. Оформление курсового проекта

1.3.1. Графическая часть:

- а) графики скоростей оформляют на листе формата А1 (прил. 3):
 - на входе и выходе воздуха в рабочем колесе и диффузоре компрессора;
 - на входе и выходе газа в сопловом аппарате и рабочем колесе турбины;

б) графики совмещения внешней скоростной характеристики двигателя и универсальной характеристики компрессора выполняются на листе формата А2 (прил. 4);

в) чертеж продольного разреза турбокомпрессора делают на листе формата А2 (прил. 5).

1.3.2. Пояснительная записка включает в себя:

- оглавление (оформляется с основным чертежным штампом);
- задание на проектирование;
- определение параметров совместной работы двигателя и турбокомпрессора (степень повышения давления и секундный расход воздуха);
- газодинамический расчет турбокомпрессора;
- расчет внешней скоростной характеристики двигателя;
- согласование характеристик двигателя и компрессора;
- описание конструкции турбокомпрессора (с указанием материалов);
- описание применяемой системы регулирования турбины и компрессора;
- спецификацию узлов и деталей турбокомпрессора;
- библиографический список;
- приложения.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ И ТУРБОКОМПРЕССОРА

В комбинированных двигателях с газовой связью основными параметрами, характеризующими совместную работу двигателя и агрегата наддува, являются степень повышения давления в компрессоре π_k и расход воздуха G_k . Их можно определить двумя методами.

2.1. Метод приближенного расчета π_k и G_k

Для автотранспортных двигателей важный показатель – приспособляемость, которая обычно у бензиновых двигателей выше, чем у дизелей. Указанный показатель оценивается коэффициентом приспособляемости K_e (с турбонаддувом – K_n), представляющим собой отношение максимального крутящего момента к крутящему моменту на номинальном режиме: $K_e = M_{e \max} / M_e$. При применении турбонаддува приспособляемость

обычно снижается. С целью ее сохранения настройка турбокомпрессора автотранспортного двигателя осуществляется на режим максимального крутящего момента. В этом случае удается обеспечить коэффициент приспособляемости комбинированного двигателя до $K_H = 1,3$. Для достижения больших его значений необходимо применять регулируемый турбонаддув.

Определение параметров турбонаддува автотранспортного двигателя, настраиваемого на режим максимального крутящего момента, осуществляется согласно изложенной ниже методике.

2.1.1. Давление окружающей среды $p_0 = 0,10$ МПа, температура $T_0 = 298$ К (ГОСТ 14846-80 и ГОСТ 18509-88).

При расчете турбокомпрессора, устанавливаемого на двигателях, эксплуатируемые в высокогорных условиях, параметры окружающей среды могут приниматься по табл. 2.1.

Таблица 2.1

Давление окружающей среды

Высота над уровнем моря, м	0	1000	2000	3000	4000
p_0 , МПа	0,1013	0,0900	0,0795	0,0700	0,0620

2.1.2. Приспособляемость двигателя без наддува:

– крутящий момент на режиме номинальной мощности

$$M_e = \frac{9550 N_e}{n} = \frac{9550 \cdot 154}{2600} = 565,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– коэффициент приспособляемости

$$K_e = M_{e \max} / M_e = 636 / 565,6 = 1,124.$$

2.1.3. Приспособляемость двигателя с турбонаддувом:

– максимальный крутящий момент

$$M_{eH \max} = M_{e \max} \cdot \lambda_M = 636 \cdot 1,5 = 954 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– мощность на режиме максимального крутящего момента

$$N_M = \frac{M_{eH \max} \cdot n_M}{9550} = \frac{954 \cdot 1500}{9550} = 150 \text{ кВт}.$$

Для проектируемого автомобильного дизеля с учетом настройки системы наддува и сохранения частоты вращения $n_M = 1500 \text{ мин}^{-1}$ принимаем $K_H = K_e = 1,124$ и вычисляем:

– крутящий момент на номинальном режиме

$$M_{eH} = M_{eH \max} / K_H = 954 / 1,124 = 848 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– номинальная мощность

$$N_{eH} = \frac{M_{eH} \cdot n}{9550} = \frac{848 \cdot 2600}{9550} = 231 \text{ кВт}.$$

2.1.4. Ориентировочное давление наддува $p_{к.ор} = p_0 + \xi_T (\lambda_M - 1)$.

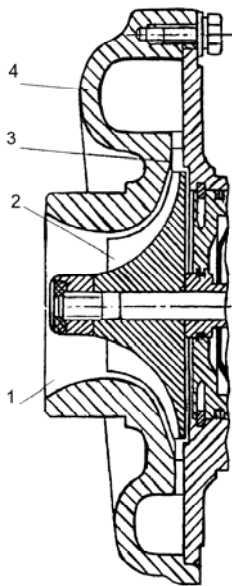
Коэффициент $\xi_T = 0,08 \dots 0,13$. Для четырехтактных двигателей принимаются меньшие значения. С увеличением частоты вращения двигателя величина ξ_T повышается. Принимаем для режима максимального крутящего момента $\xi_T = 0,105$, а для номинального $\xi_T = 0,12$:

м) $p_{к.ор} = 0,1000 + 0,105 (1,5 - 1) = 0,1525 \text{ МПа};$

н) $p_{к.ор} = 0,1000 + 0,12 (1,5 - 1) = 0,1600 \text{ МПа}.$

В дальнейшем вычисление параметров для режима максимального крутящего момента будет выделяться меткой «м)», а для номинального режима (максимальной мощности) – «н)».

2.1.5. Параметры воздуха на входе в компрессор: температура воздуха перед впускным патрубком (рисунок) обычно принимается $T_a^* \approx T_0 \approx 298 \text{ К}$, а давление $p_a^* = p_0 - \Delta p_{вс}$, где T_a^* , p_a^* – температура и давление заторможенного потока воздуха на входе в патрубок.



Центробежный компрессор с безлопаточным диффузором:
1 – входной патрубок;
2 – рабочее колесо;
3 – безлопаточный диффузор; 4 – улитка

Потери давления на всасывание (в воздушном фильтре, глушителе шума и т.п.) принимаются по техническим описаниям, а при отсутствии их – по статистическим данным. На выполненных конструкциях $\Delta p_{вс} = 0,002 \dots 0,005 \text{ МПа}$. Принимаем $\Delta p_{вс} = 0,003 \text{ МПа}$. Тогда $p_a^* = 0,1000 - 0,003 = 0,0970 \text{ МПа}$.

2.1.6. Параметры воздуха на выходе из компрессора (из улитки) в первом приближении принимаем с учетом потерь во впускной системе комбинированного двигателя.

$$p'_к = p_{к.ор} + \Delta p_к.$$

Потери во впускной системе обычно находятся на уровне $\Delta p_к = 0,001 \dots 0,002 \text{ МПа}$. При наличии охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) потери увеличиваются до $\Delta p_к = 0,005 \dots 0,006 \text{ МПа}$. Принимаем $\Delta p_к = 0,002 \text{ МПа}$. Тогда

– давление наддува:

м) $p'_k = 0,1525 + 0,002 = 0,1545$ МПа;

н) $p'_k = 0,1600 + 0,002 = 0,1620$ МПа;

– степень повышения давления в компрессоре:

м) $\pi'_k = p'_k / p_a^* = 0,1545 / 0,0970 = 1,593$;

н) $\pi'_k = p'_k / p_a^* = 0,1620 / 0,0970 = 1,670$.

2.1.7. Удельный расход топлива g_e , г/(кВт·ч), для дизеля без наддува:

м) $g_{eM} = (1,02 \dots 1,05) g_{e \min}$;

н) $g_e = (1,05 \dots 1,10) g_{e \min}$.

Так как экономичность двигателя с турбонаддувом обычно выше, то при отсутствии внешней скоростной характеристики допустимо принять

$$g_{eM} \approx g_e \approx g_{e \min} = 224 \text{ г/(кВт·ч)}.$$

2.1.8. Часовой расход топлива:

м) $G_T = g_{eM} \frac{N_{eM}}{1000} = 224 \cdot \frac{150}{1000} = 33,6$ кг/ч;

н) $G_T = g_e \frac{N_{eH}}{1000} = 224 \cdot \frac{231}{1000} = 51,7$ кг/ч.

2.1.9. Для определения часового расхода воздуха G_v необходимо выбрать коэффициент избытка воздуха α при работе двигателя с наддувом. Ориентировочные сведения (по статистическим данным) приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Коэффициент избытка воздуха в двигателях с турбонаддувом на номинальном режиме

Конструктивные особенности	α
Дизели:	
– неразделенные камеры сгорания	1,5...2,0
– разделенные камеры сгорания	1,3...1,5
Бензиновые двигатели:	
– неразделенные камеры сгорания, карбюраторные	0,85...1,1
– разделенные камеры сгорания, с впрыском топлива	0,80...1,0
– с форкамерно-факельным зажиганием	до 1,3

Увеличение α несколько уменьшает мощность двигателя, но при этом снижается его тепловая напряженность. Принимаем на номинальном режиме $\alpha = 1,6$.

На режиме максимального крутящего момента коэффициент избытка воздуха α_m имеет несколько меньшие значения. Согласно статистическим данным:

- для дизелей $\alpha_m = (0,87 \dots 0,94) \alpha$;
- для бензиновых двигателей $\alpha_m = (0,97 \dots 0,99) \alpha$.

Принимаем $\alpha_m = 0,94\alpha$. Тогда $\alpha_m = 0,94 \cdot 1,6 = 1,5$.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива среднего состава можно принять:

- для дизельного топлива $L_0 = 14,53 \frac{\text{кг} \cdot \text{ВОЗД.}}{\text{кг} \cdot \text{ТОПЛ.}}$;
- для бензина $L_0 = 15,1 \frac{\text{кг} \cdot \text{ВОЗД.}}{\text{кг} \cdot \text{ТОПЛ.}}$.

Часовой расход воздуха в двигателе:

м) $G_B = \alpha_m L_0 G_T = 1,5 \cdot 14,53 \cdot 33,6 = 732 \text{ кг/ч}$;

н) $G_B = \alpha L_0 G_T = 1,6 \cdot 14,53 \cdot 51,7 = 1202 \text{ кг/ч}$.

2.1.10. Расход воздуха через компрессор:

м) $G_K = G_B / 3600 = 732 / 3600 = 0,203 \text{ кг/с}$;

н) $G_K = 1202 / 3600 = 0,334 \text{ кг/с}$.

При необходимости расход воздуха через компрессор переводится в объёмные единицы:

- $V_K = G_K / \rho_a, \text{ м}^3/\text{с}$;
- $V_K = 60 G_K / \rho_a, \text{ м}^3/\text{мин}$,

где ρ_a – плотность воздуха на входе в компрессор.

2.1.11. Параметры проектируемого турбокомпрессора должны соответствовать полученным значениям G_K и π_K . Расход воздуха на режиме максимального крутящего момента должен находиться в пределах универсальной характеристики компрессора в зоне наибольших значений КПД. При этом снижение КПД на номинальном режиме желательно иметь наименьшим.

2.2. Метод расчета циклов двигателя на двух режимах

Определите мощность двигателя с наддувом по уравнению

$$M_{eH} = M_e \lambda_H \text{ или } N_{eH} = N_e \lambda_H.$$

Выполните расчеты цикла для номинального режима при различных степенях повышения давления наддува π_K , постройте график изменения мощности $N_e = f(\pi_K)$ и по нему определите требуемое значение π_K для получения расчетной номинальной мощности $N_{eH} = N_e \lambda_H$ двигателя с турбонаддувом.

Аналогичный расчет выполните и для режима максимального крутящего момента.

3. РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА

Расчетная схема компрессора с лопаточным диффузором приведена на рис. 3.1. При анализе движения воздуха в центробежном компрессоре принято рассматривать следующие скорости:

– на входе в рабочее колесо на среднем диаметре:

u_1 – окружная;

w_1 – относительная;

c_1 – абсолютная;

c_{1a} – проекция c_1 на ось колеса, $c_{1a} = c_1 \cos \alpha_1$;

c_{1m} – меридиональная скорость, проекция осевой составляющей c_{1a} на касательную к средней линии меридионального сечения межлопаточного канала; $c_{1m} = c_{1a} \cos \varphi$. В большинстве выполненных конструкций компрессоров $c_{1m} \approx c_{1a} \approx c_1$;

– на выходе из рабочего колеса:

u_2 – окружная;

w_2 – относительная;

c_2 – абсолютная.

Проекции абсолютной скорости:

– c_{2u} – на направление окружной скорости (окружная составляющая);

– c_{2r} – на радиус рабочего колеса (радиальная составляющая).

Исходные данные для примера расчета приведены в табл. 3.1.

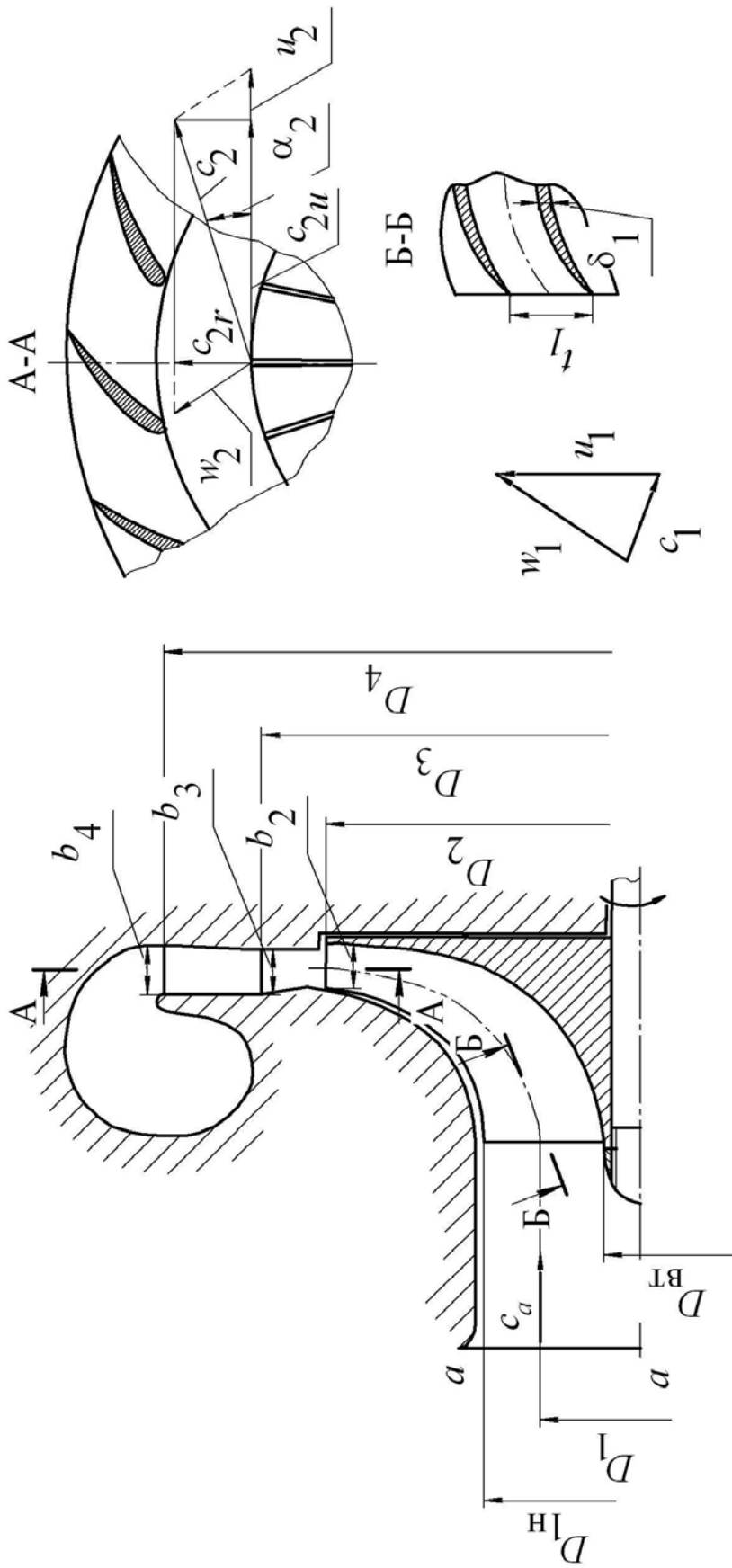


Рис. 3.1. Расчетная схема центробежного компрессора с лопаточным диффузором

Таблица 3.1

Исходные данные для примера расчета центробежного компрессора

Показатели	Режимы работы по скоростной характеристике	
	$M_{e \max}$	$N_{e \text{ ном}}$
Расход воздуха, G_k , кг/с	0,203	0,334
Давление на входе в компрессор, p_a , МПа	0,0970	0,0970
Давление на выходе из компрессора, p_k , МПа	0,1545	0,1620
Степень повышения давления, π_k	1,593	1,670

При проверочном расчете компрессоров широко используются безразмерные величины:

– отношение геометрических размеров деталей к наружному диаметру рабочего колеса D_2 (см. рис. 3.1);

– отношение скоростей движения воздуха в проточных частях компрессора к окружной скорости на наружном диаметре колеса u_2 .

В связи с этим на первом этапе расчета турбокомпрессора желательно определить хотя бы в первом приближении значения D_2 и u_2 , которые в последующем уточняются.

3.1. Предварительное определение основных параметров компрессора

3.1.1. Удельная адиабатная работа сжатия в компрессоре

$$H_{\text{к.ад}} = \frac{k}{k-1} RT_a \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right);$$

$$\text{м) } H_{\text{к.ад}} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 298 \left(1,593^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 42593 \text{ Дж/кг};$$

$$\text{н) } H_{\text{к.ад}} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 298 \left(1,670^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 47236 \text{ Дж/кг},$$

где $R=287$ Дж/(кг·град) – газовая постоянная; $k = 1,4$ – показатель адиабаты сжатия.

3.1.2. Плотность воздуха на входе (по параметрам окружающей среды)

$$\rho_a = \rho_0 = \frac{3480 \cdot p_0}{T_0} = \frac{3480 \cdot 0,10}{298} = 1,1678 \text{ кг/м}^3.$$

3.1.3. Ориентировочное значение окружной скорости на наружном диаметре рабочего колеса определяется по эмпирической формуле

$$u'_2 = (\pi'_k + 1)100;$$

$$\text{м) } u'_2 = (1,593 + 1)100 = 259,3 \text{ м/с};$$

$$\text{н) } u'_2 = (1,670 + 1)100 = 267,0 \text{ м/с}.$$

3.1.4. Осевая скорость воздуха перед колесом

$$c_{1a} = \bar{c}_m \cdot u'_2,$$

где относительная скорость $\bar{c}_m = c_m/u_2$ на серийных ТКР находится в пределах 0,2...0,4.

Тогда диапазоны изменения скорости следующие:

$$\text{м) } c_{1a} = (0,2...0,4)259,3 = 51,9...103,7 \text{ м/с};$$

$$\text{н) } c_{1a} = (0,2...0,4)267,0 = 53,4...106,8 \text{ м/с}.$$

3.1.5. Площадь сечения на входе в колесо, удовлетворяющая скоростям c_{1a} , должна находиться в пределах:

$$\text{м) } F_1 = \frac{G_k}{\rho_a \cdot c_{1a}} = \frac{0,203}{1,1678(51,9...103,7)} = (0,00335...0,00168) \text{ м}^2;$$

$$\text{н) } F_1 = \frac{0,334}{1,1678(53,4...106,8)} = (0,00536...0,00268) \text{ м}^2.$$

Площадь сечения F_1 , обеспечивающая работу компрессора на обоих режимах работы двигателя, должна находиться в диапазоне $F_1=(0,00268...0,00335) \text{ м}^2$.

3.1.6. Наружный диаметр колеса на входе $D_{1н}$ с учётом втулки определяется из уравнения

$$F_1 = \frac{\pi}{4}(D_{1н}^2 - D_{вт}^2) = \frac{\pi D_{1н}^2}{4}(1 - \bar{D}_{вт}^2).$$

$$\text{Откуда } D_{1н} = \sqrt{\frac{4F_1}{(1 - \bar{D}_{вт}^2)\pi}},$$

где $D_{\text{ВТ}}$ – диаметр втулки; $\bar{D}_{\text{ВТ}}$ – относительный диаметр втулки для получения приемлемой формы лопаточной решетки в корневом сечении; рекомендуется принимать $\bar{D}_{\text{ВТ}} \geq 0,3$. Принимаем $\bar{D}_{\text{ВТ}} = 0,3$.

Тогда для выбранного диапазона F_1 значение $D_{1\text{Н}}$ находится в пределах

$$D_{1\text{Н}} = \sqrt{\frac{4(0,00268...0,00335)}{(1-0,3^2)3,14}} = (0,0613...0,0685) \text{ м.}$$

Принимаем $D_{1\text{Н}} = 0,068 \text{ м} = 68 \text{ мм}$.

Диаметр втулки $D_{\text{ВТ}} = 0,3 \cdot 68 = 20,4 \text{ м}$.

Принимаем $D_{\text{ВТ}} = 22 \text{ мм}$.

3.1.7. Наружный диаметр колеса на выходе $D_2 = D_{1\text{Н}} / \bar{D}_{1\text{Н}}$, где на выполненных конструкциях ТКР относительный диаметр

$$\bar{D}_{1\text{Н}} = D_{1\text{Н}} / D_2 = 0,55...0,70.$$

Диаметр колеса на выходе должен быть в пределах

$$D_2 = \frac{68}{(0,55...0,70)} = (123,6...97,1) \text{ мм.}$$

В соответствии с ТУ 108.1170-83 принимаем $D_2 = 110 \text{ мм}$; $D_{1\text{Н}} = 68 \text{ мм}$. Проверяем принятые размеры по рекомендуемым соотношениям и при необходимости корректируем их:

$$\bar{D}_{1\text{Н}} = 68/110 = 0,62; \quad [\bar{D}_{1\text{Н}}] = 0,55...0,70;$$

$$\bar{D}_{\text{ВТ}} = D_{\text{ВТ}} / D_2 = 22/110 = 0,2; \quad [\bar{D}_{\text{ВТ}}] = 0,2...0,3.$$

Окончательно принимаем $D_{\text{ВТ}} = 22 \text{ мм}$.

3.1.8. По табл. 3.2 для компрессора с лопаточным диффузором принимаем коэффициент напора $\bar{H}_\text{к} = 0,65$.

Таблица 3.2

Коэффициент напора

Диаметр колеса компрессора, D_2 , мм	Коэффициент напора $\bar{H}_\text{к} = H_\text{к} / u_2^2$	
	Безлопаточный диффузор	Лопаточный диффузор
40...70	0,450...0,580	–
70...110	0,575...0,625	0,620...0,650
140...180	0,610...0,640	0,650...0,675
230...300	0,625...0,660	0,675...0,710
340...380	0,650...0,675	0,690...0,725

3.1.9. Уточняем значение окружной скорости

$$u_2 = \sqrt{\frac{H_{\text{к.ад}}}{H_{\text{к}}}};$$

$$\text{м) } u_2 = \sqrt{\frac{42593}{0,65}} = 256 \text{ м/с}; \quad \text{н) } u_2 = \sqrt{\frac{47236}{0,65}} = 270 \text{ м/с}.$$

3.1.10. Проверяем правильность выбора D_2 и u_2 по коэффициенту расхода

$$\Phi = \frac{G_{\text{к}}}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \rho_a};$$

$$\text{м) } \Phi = \frac{0,203}{\frac{3,14}{4} \cdot 0,11^2 \cdot 256 \cdot 1,1678} = 0,0715;$$

$$\text{н) } \Phi = \frac{0,334}{\frac{3,14}{4} \cdot 0,11^2 \cdot 270 \cdot 1,1678} = 0,1115.$$

Коэффициент расхода на выполненных конструкциях $\Phi = 0,045 \dots 0,150$. Предпочтительно иметь $\Phi_{\text{опт}} = 0,075 \dots 0,095$. Для центробежных рабочих колес значения Φ менее 0,065 и более 0,12 нежелательны. Таким образом, принятые значения $D_2=110$ мм и $u_2=256$ м/с обеспечивают более близкие к наилучшим показатели двигателя с наддувом на режиме максимального крутящего момента.

3.2. Входной патрубок

3.2.1. Скорость потока воздуха в сечении $A - A$ (см. рис. 3.1)

$$c_a = \bar{c}_a \cdot u_2, \text{ где } \bar{c}_a = c_a / u_2 = 0,15 \dots 0,30.$$

Принимаем $\bar{c}_a = 0,22$.

$$\text{м) } c_a = 0,22 \cdot 256 = 56 \text{ м/с}; \quad \text{н) } c_a = 0,22 \cdot 270 = 59 \text{ м/с}.$$

Условие $50 \leq c_a \leq 100$ выполняется.

3.2.2. Статическое давление

$$p_a = p_a^* - \rho_a \frac{c_a^2}{2} 10^{-6};$$

$$\text{м) } p_a = 0,0970 - 1,1678 \frac{56^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,0952 \text{ МПа};$$

$$\text{н) } p_a = 0,0970 - 1,1678 \frac{59^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,0950 \text{ МПа}.$$

3.2.3. Статическая температура при $T_a^* \approx T_0 = 298$ К:

$$\text{м) } T_a = T_a^* - \frac{c_a^2}{2c_p} = 298 - \frac{56^2}{2 \cdot 1006,3} = 296,4 \approx 296 \text{ К};$$

$$\text{н) } T_a = 298 - \frac{59^2}{2 \cdot 1006,3} = 296,3 \approx 296 \text{ К},$$

где $c_p \approx 1006,3$ Дж/(кг·град) – изобарная теплоёмкость воздуха при $t_0 = 25$ °С.

3.3. Рабочее колесо компрессора

3.3.1. Меридиональная скорость воздуха перед колесом:

– площадь входного сечения

$$F_1 = \frac{\pi}{4}(D_{\text{IH}}^2 - D_{\text{BT}}^2) = \frac{3,14}{4}(0,068^2 - 0,022^2) = 0,00325 \text{ м}^2;$$

– скорости:

$$\text{м) } c_m = \frac{G_{\text{к}}}{F_1 \rho_a} = \frac{0,203}{0,00325 \cdot 1,1678} = 53,5 \text{ м/с};$$

$$\text{н) } c_m = \frac{0,334}{0,00325 \cdot 1,1678} = 88,0 \text{ м/с}.$$

Относительная скорость:

$$\text{м) } \bar{c}_m = \frac{c_m}{u_2} = \frac{53,5}{256} = 0,209;$$

$$\text{н) } \bar{c}_m = \frac{88,0}{270} = 0,326.$$

Рекомендуемые значения $[\bar{c}_m] = 0,2 \dots 0,4$. Таким образом, для обоих режимов обеспечивается вход воздуха на рабочее колесо с минимальными потерями.

3.3.2. Давление:

$$p_1 = p_a - \rho_a \frac{c_m^2}{2} \cdot 10^{-6};$$

$$\text{м) } p_1 = 0,0952 - 1,1678 \frac{53,5^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,0935 \text{ МПа};$$

$$\text{н) } p_1 = 0,0950 - 1,1678 \frac{88,0^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,0905 \text{ МПа}.$$

3.3.3. Температура:

$$\text{м) } T_1 = T_a - \frac{c_m^2}{2c_p} = 296 - \frac{53,5^2}{2 \cdot 1006,3} \approx 295 \text{ К};$$

$$\text{н) } T_1 = 296 - \frac{88,0^2}{2 \cdot 1006,3} \approx 292 \text{ К}.$$

3.3.4. Плотность воздуха:

$$\text{м) } \rho_1 = \frac{3480 p_1}{T_1} = \frac{3480 \cdot 0,0935}{295} = 1,1030 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{н) } \rho_1 = \frac{3480 \cdot 0,0905}{292} = 1,0786 \text{ кг/м}^3.$$

3.3.5. Средний диаметр колеса на входе (являющийся серединным диаметром площади сечения входной части колеса)

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_{\text{Н}}^2 + D_{\text{ВТ}}^2}{2}} = \sqrt{\frac{68^2 + 22^2}{2}} = 50,5 \text{ мм};$$

относительный диаметр $\bar{D}_1 = D_1/D_2 = 50,5/11,0 = 0,459$.

3.3.6. Выбираем число лопаток колеса. У выполненных конструкций компрессоров ТКР число лопаток на выходе $Z_2=12...30$. Меньшие значения используются для колес с малыми диаметрами D_2 . С целью уменьшения загромождения потока на входе и улучшения работы компрессора на нерасчетных режимах принимают двухъярусную решетку. Тогда $Z_1 = Z_2/2$. Для рассчитываемого ТКР принимается $Z_2=18$; $Z_1=9$.

3.3.7. Направления относительной скорости на входе в колесо на режиме максимального крутящего момента:

$$\beta_{1\text{Н}} = \arctg \frac{c_m}{u_2 D_{1\text{Н}}} = \arctg \frac{53,5}{256 \cdot 0,62} = \arctg 0,33707 = 18^\circ 37' ;$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_m}{u_2 D_1} = \arctg \frac{53,5}{256 \cdot 0,459} = \arctg 0,45530 = 24^\circ 28' ;$$

$$\beta_{\text{ВТ}} = \arctg \frac{c_m}{u_2 D_{\text{ВТ}}} = \arctg \frac{53,5}{256 \cdot 0,2} = \arctg 1,04492 = 46^\circ 15' .$$

3.3.8. Направление входных кромок лопаток проектируем для режима максимального крутящего момента:

$$\beta_{\text{л1Н}} = \beta_{1\text{Н}} + \varphi_{1\text{Н}} = 18^\circ 37' + 1^\circ 23' = 20^\circ ;$$

$$\beta_{\text{л1}} = \beta_1 + \varphi_1 = 24^\circ 28' + 1^\circ 32' = 26^\circ ;$$

$$\beta_{л.вт} = \beta_{вт} + \varphi_0 = 46^\circ 15' + 1^\circ 45' = 48^\circ,$$

где угол атаки обычно принимают $\varphi \approx 1 \dots 3^\circ$.

3.3.9. Толщина лопаток на входе $\delta_1 = (0,005 \dots 0,015) D_2$. Большие значения принимаются для колёс меньшего размера. Толщина лопаток δ от втулки к периферии несколько уменьшается.

Для рассчитываемого ТКР $\delta_1 = 0,55 \dots 1,65$ мм. Принимаем $\delta_1 = 1,0$ мм; $\delta_{1н} = 0,8$ мм; $\delta_{вт} = 1,2$ мм.

3.3.10. Коэффициент стеснения потока лопатками:

$$\tau_{1н} = 1 - \frac{\delta_{1н} Z_1}{\pi D_2 \bar{D}_{1н} \sin \beta_{л1н}} = 1 - \frac{0,0008 \cdot 9}{3,14 \cdot 0,11 \cdot 0,62 \cdot \sin 20^\circ} = 0,902;$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 Z_1}{\pi D_2 \bar{D}_1 \sin \beta_{л1}} = 1 - \frac{0,0010 \cdot 9}{3,14 \cdot 0,11 \cdot 0,459 \cdot \sin 26^\circ} = 0,871;$$

$$\tau_{вт} = 1 - \frac{\delta_{вт} Z_1}{\pi D_2 \bar{D}_{вт} \sin \beta_{л.вт}} = 1 - \frac{0,0012 \cdot 9}{3,14 \cdot 0,11 \cdot 0,2 \cdot \sin 48^\circ} = 0,790,$$

где $D_2 = 0,11$ м.

3.3.11. Коэффициент сжатия во входном сечении:

$$\text{м) } \varepsilon_1 = \rho_1 / \rho_a = 1,1030 / 1,1678 = 0,9445;$$

$$\text{н) } \varepsilon_1 = 1,0786 / 1,1678 = 0,9236.$$

Должно быть $\varepsilon_1 \approx 0,85 \dots 0,95$.

3.3.12. Относительный диаметр входа, обеспечивающий минимум относительной скорости в горле межлопаточных каналов на диаметре $D_{1н}$:

$$\text{м) } \bar{D}_{1w \min} = \sqrt{\bar{D}_{вт}^2 + 3 \sqrt{\frac{2\Phi^2}{\varepsilon_1^2 \tau_{1н}^2}}} = \sqrt{0,20^2 + 3 \sqrt{\frac{2 \cdot 0,0715^2}{0,9445^2 \cdot 0,902^2}}} = 0,531;$$

$$\text{н) } \bar{D}_{1w \min} = \sqrt{0,20^2 + 3 \sqrt{\frac{2 \cdot 0,1115^2}{0,9236^2 \cdot 0,902^2}}} = 0,608.$$

Должно быть $\bar{D}_{1н} \geq \bar{D}_{1w \min}$. Невыполнение этого условия приводит к увеличению гидравлических потерь и снижению КПД компрессора. В данном расчете:

$$\text{м) } 0,62 > 0,531;$$

$$\text{н) } 0,62 > 0,608.$$

При невыполнении условия для уменьшения $\bar{D}_{1w \min}$ целесообразно снизить расход воздуха путем уменьшения коэффициента избытка

ка воздуха α , увеличить наружный диаметр колеса компрессора или изменить другие параметры.

3.3.13. Относительная скорость на входе на наружном и среднем диаметре:

$$\begin{aligned} \text{м) } W_{1H} &= \sqrt{\left(\frac{c_m}{\tau_{1H}}\right)^2 + (\bar{D}_{1H}u_2)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{53,5}{0,902}\right)^2 + (0,62 \cdot 256)^2} = 169,4 \approx 169 \text{ м/с;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{м) } W_1 &= \sqrt{\left(\frac{c_m}{\tau_1}\right)^2 + (\bar{D}_1u_2)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{53,5}{0,871}\right)^2 + (0,459 \cdot 256)^2} = 132,6 \approx 133 \text{ м/с;} \end{aligned}$$

$$\text{н) } W_{1H} = \sqrt{\left(\frac{88,0}{0,902}\right)^2 + (0,62 \cdot 270)^2} = 193,7 \approx 194 \text{ м/с ;}$$

$$\text{н) } W_1 = \sqrt{\left(\frac{88,0}{0,871}\right)^2 + (0,459 \cdot 270)^2} = 159,9 \approx 160 \text{ м/с .}$$

3.3.14. Максимальное число M :

$$\text{м) } M_{1w} = \frac{W_{1H}}{\sqrt{kRT_1}} = \frac{169}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 295}} = 0,491;$$

$$\text{н) } M_{1w} = \frac{194}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 292}} = 0,566.$$

Значение M_{1w} должно быть меньше 0,85. При $M_{1w} > 0,85$ к профилированию лопаток предъявляются особые требования, учитывающие околозвуковые скорости потока.

3.3.15. Абсолютная скорость и коэффициент расхода на входе в колесо с учётом стеснения:

$$\text{м) } c_1 = \frac{c_m}{\tau_1} = \frac{53,5}{0,871} = 61,4 \text{ м/с;} \quad \varphi_1 = \frac{c_1}{u_2} = \frac{61,4}{256} = 0,240;$$

$$\text{н) } c_1 = \frac{88,0}{0,871} = 101 \text{ м/с;} \quad \varphi_1 = \frac{101}{270} = 0,374.$$

3.3.16. Радиальная составляющая скорости на выходе из колеса с учётом стеснения:

$$\text{м) } c_{2r} = (0,7...1,1)c_1 = (0,7...1,1) \cdot 61,4 = (42,98...67,54) \text{ м/с,}$$

принимаем с учетом c_1 скорость $c_{2r}=65$ м/с;

$$\text{н) } c_{2r} = (0,7...1,1)101 = (70,7...111,1) \text{ м/с,}$$

принимаем на номинальном режиме $c_{2r}=90$ м/с.

3.3.17. Коэффициент расхода на выходе:

$$\text{м) } \varphi_2 = \frac{c_{2r}}{u_2} = \frac{65}{256} = 0,254; \quad \text{н) } \varphi_2 = \frac{90}{270} = 0,333.$$

Рекомендуются следующие значения коэффициента расхода для ступеней:

– с безлопаточным диффузором $\varphi_2 = 0,3...0,38$;

– с лопаточным диффузором $\varphi_2 = 0,25...0,34$.

Условие выполняется для компрессора с лопаточным диффузором.

3.3.18. Коэффициент уменьшения теоретического напора:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{z_2} \frac{1}{1 - \overline{D}_1^2}} = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{18} \cdot \frac{1}{1 - 0,459^2}} = 0,872.$$

3.3.19. Окружная составляющая скорости на выходе из колеса:

$$\text{м) } c_{2u} = \mu u_2 = 0,872 \cdot 256 = 223 \text{ м/с;}$$

$$\text{н) } c_{2u} = 0,872 \cdot 270 = 235 \text{ м/с.}$$

3.3.20. Относительная и абсолютная скорости на выходе из колеса:

$$\text{м) } W_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + [(1 - \mu)u_2]^2} = \sqrt{65^2 + [(1 - 0,872)256]^2} = 72,8 \text{ м/с;}$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{65^2 + 223^2} = 232 \text{ м/с;}$$

$$\text{н) } W_2 = \sqrt{90^2 + [(1 - 0,872)270]^2} = 96 \text{ м/с;}$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{90^2 + 235^2} = 252 \text{ м/с.}$$

3.3.21. Степень снижения скорости за рабочим колесом:

$$\text{м) } W_1/W_2 = 133/72,8 = 1,827; \quad \text{н) } W_1/W_2 = 160/96 = 1,667.$$

Рекомендуется $W_1/W_2 \leq 1,8$. При значении $W_1/W_2 > 1,8$ следует увеличить скорость c_{2r} . На режиме максимального крутящего момента условие не выполняется. Принимаем $c_{2r} = 70$ м/с (см. п. 3.3.16). Тогда

$$\text{м) } \varphi_2 = 70/256 = 0,273;$$

$$W_2 = \sqrt{70^2 + [(1 - 0,872)256]^2} = 77,3 \text{ м/с};$$

$$c_2 = \sqrt{70^2 + 223^2} = 234 \text{ м/с}; \quad W_1/W_2 = 133/77,3 = 1,721.$$

Условие выполняется.

3.3.22. Потери напора:

– на входной кромке лопатки:

$$Z_{r1} = \xi_1 \frac{W_1^2}{2},$$

где $\xi_1 = 0,1 \dots 0,3$ – коэффициент потерь в предкрылке. Большие значения ξ_1 имеют место при меньших D_1 . Принимаем $\xi_1 = 0,2$.

$$\text{м) } Z_{r1} = 0,2 \frac{133^2}{2} = 1769 \text{ Дж/кг};$$

$$\text{н) } Z_{r1} = 0,2 \frac{160^2}{2} = 2560 \text{ Дж/кг};$$

– в радиальной решетке:

$$Z_{r2} = \frac{\xi_2}{2} \left(\frac{c_1 + c_{2r}}{2} \right)^2,$$

где $\xi_2 = 0,1 \dots 0,2$ – коэффициент местных потерь. Принимаем $\xi_2 = 0,16$.

$$\text{м) } Z_{r2} = \frac{0,16}{2} \left(\frac{61,4 + 70,0}{2} \right)^2 = 345 \text{ Дж/кг};$$

$$\text{н) } Z_{r2} = \frac{0,16}{2} \left(\frac{101 + 90}{2} \right)^2 = 730 \text{ Дж/кг};$$

– дисковые:

$$Z_{рд} = \alpha_d \frac{u_2^2}{2},$$

где $\alpha_d = 0,03 \dots 0,08$ – коэффициент дискового трения. Принимаем $\alpha_d = 0,04$ и $\alpha_d = 0,05$.

$$\text{м) } Z_{рд} = 0,04 \frac{256^2}{2} = 1311 \text{ Дж/кг};$$

$$\text{н) } Z_{рд} = 0,05 \frac{270^2}{2} = 1822 \text{ Дж/кг}.$$

3.3.23. Температура воздуха за колесом:

$$\text{м) } T_2^* = T_0 + \frac{(\mu + \alpha_{\text{д}})u_2^2}{Rk/(k-1)} = 298 + \frac{(0,872 + 0,04)256^2}{287 \cdot 1,4/(1,4-1)} = 358 \text{ К};$$

$$T_2 = T_2^* - \frac{c_2^2}{2Rk/(k-1)} = 358 - \frac{234^2}{2 \cdot 287 \cdot 1,4/(1,4-1)} = 331 \text{ К};$$

$$\text{н) } T_2^* = 298 + \frac{(0,872 + 0,05)270^2}{287 \cdot 1,4/(1,4-1)} = 365 \text{ К};$$

$$T_2 = 365 - \frac{252^2}{2 \cdot 287 \cdot 1,4/(1,4-1)} = 333 \text{ К}.$$

3.3.24. Показатель процесса сжатия в колесе:

$$\text{м) } \frac{m_2}{m_2 - 1} = \frac{k}{k-1} - \frac{Z_{r1} + Z_{r2} + 0,5Z_{r\text{д}}}{R(T_2 - T_1)} =$$

$$= \frac{1,4}{1,4-1} - \frac{1769 + 345 + 0,5 \cdot 1311}{287(331 - 295)} = 3,23;$$

$$\text{н) } \frac{m_2}{m_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4-1} - \frac{2690 + 730 + 0,5 \cdot 1822}{287(333 - 292)} = 3,13.$$

3.3.25. Давление за колесом:

$$\text{м) } p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{m_2}{m_2-1}} = 0,0935 \left(\frac{331}{295} \right)^{3,23} = 0,1356 \text{ МПа};$$

$$\text{н) } p_2 = 0,0905 \left(\frac{333}{292} \right)^{3,13} = 0,1365 \text{ МПа}.$$

3.3.26. Плотность воздуха за колесом:

$$\text{м) } \rho_2 = \frac{3480 p_2}{T_2} = \frac{3480 \cdot 0,1356}{331} = 1,4256 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{н) } \rho_2 = \frac{3480 \cdot 0,1365}{333} = 1,4265 \text{ кг/м}^3.$$

3.3.27. Необходимая высота лопаток на выходе:

$$b_{2\text{л}} = \frac{G_{\text{к}}}{(\pi D_2 - Z_2 \delta_{1\text{н}}) \rho_2 c_{2r}};$$

$$\text{м) } b_{2\text{л}} = \frac{0,203}{(3,14 \cdot 0,11 - 18 \cdot 0,0008) 1,4256 \cdot 70} = 0,0061 \text{ м};$$

$$\text{н) } b_{2\text{л}} = \frac{0,334}{(3,14 \cdot 0,11 - 18 \cdot 0,0008)1,4265 \cdot 90} = 0,0079 \text{ м.}$$

С учетом расхода воздуха на номинальном режиме принимаем $b_{2\text{л}} = 0,007 \text{ м} = 7 \text{ мм}$.

Относительная высота лопаток:

$$\text{м) } \bar{b}_{2\text{л}} = \frac{b_{2\text{л}}}{D_2} = \frac{0,0061}{0,11} = 0,055;$$

$$\text{н) } \bar{b}_{2\text{л}} = \frac{b_{2\text{л}}}{D_2} = \frac{0,0079}{0,11} = 0,072.$$

Допустимое значение $\bar{b}_{2\text{л}} = 0,04 \dots 0,07$. Для принятого $b_{2\text{л}} = 0,007 \text{ м}$ относительная высота $\bar{b}_{2\text{л}} = 0,064$.

3.3.28. Число M на выходе из колеса:

$$\text{м) } M_2 = \frac{c_2}{\sqrt{kRT_2}} = \frac{234}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 331}} = 0,642.$$

$$\text{н) } M_2 = \frac{252}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 333}} = 0,689.$$

Должно быть $M_2 < 0,8$.

3.4. Безлопаточный диффузор

3.4.1. Ширина безлопаточного диффузора на входе:

$$b_2 = b_{2\text{л}}(1 + \bar{\delta}_s),$$

где $\bar{\delta}_s$ – относительный зазор между корпусом и торцами лопаток колеса.

Рекомендуется $\bar{\delta}_s = \delta_s / b_{2\text{л}} = 0,01 \dots 0,03$.

Тогда $b_2 = 0,007(1,01 \dots 1,03) = (0,00707 \dots 0,00721) \text{ м}$.

Принимаем $b_2 = 0,0072 \text{ м} = 7,2 \text{ мм}$. Относительный зазор при этом $\bar{\delta}_s = (b_2 / b_{2\text{л}}) - 1 = 0,029$.

3.4.2. Ширина безлопаточного диффузора на выходе:

$$b_3 = (b_3 / b_2)b_2.$$

При следующем за безлопаточным диффузором лопаточном диффузоре $b_3 / b_2 = 1$, при отсутствии лопаточного диффузора целесообразно принимать $b_3 / b_2 = 0,78 \dots 0,9$. Так как расчет выполняется для компрессора с лопаточным диффузором, то принимаем $b_3 / b_2 = 1,0$. Тогда $b_3 = b_2 = 0,0072 \text{ м}$.

3.4.3. Направление абсолютной скорости на входе в безлопаточный диффузор:

$$\text{м) } \alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2r}}{c_2} = \arcsin \frac{70}{234} = \arcsin 0,29915 = 17^\circ 24';$$

$$\text{н) } \alpha_2 = \arcsin \frac{90}{252} = \arcsin 0,35714 = 20^\circ 55'.$$

При последующем лопаточном диффузоре следует иметь $\alpha_2 \geq 12^\circ$, при одном безлопаточном диффузоре $\alpha_2 \geq 22...25^\circ$.

3.4.4. Направление скорости на выходе из безлопаточного диффузора:

$$\alpha_3 = \arctg \left(\frac{\text{tg} \alpha_2}{(b_3/b_2)} \right) = \arctg \left(\frac{\text{tg} \alpha_2}{1} \right);$$

$$\text{м) } \alpha_3 = 17^\circ 24'; \quad \text{н) } \alpha_3 = 20^\circ 55'.$$

3.4.5. Скорость после безлопаточного диффузора:

$$c_3 = \frac{c_2}{(c_2/c_3)}.$$

При последующем лопаточном диффузоре отношение $c_2/c_3 = 1,08...1,25$ (меньшие значения принимают при меньших M_2). При одном безлопаточном диффузоре $c_2/c_3 = 1,65...2,2$.

$$\text{м) } c_3 = \frac{c_2}{(1,08...1,25)} = \frac{234}{(1,08...1,25)} = (217...187) \text{ м/с.}$$

Принимаем $c_3 = 200$ м/с.

$$\text{н) } c_3 = \frac{252}{(1,08...1,25)} = (233...202) \text{ м/с.}$$

Принимаем $c_3 = 220$ м/с.

3.4.6. Показатель процесса повышения давления воздуха в безлопаточном диффузоре:

$$\frac{m_3}{m_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_3,$$

где η_3 – политропный КПД процесса в безлопаточном диффузоре. Для коротких диффузоров, предшествующих лопаточному, $\eta_3 = 0,55...0,67$. Для длинных безлопаточных диффузоров $\eta_3 = 0,65...0,78$. Повышенные значе-

ния КПД соответствуют меньшим M_2 , большим \bar{b}_3 и углам α_2 до 35° , а также диффузорам, суженным до $b_3/b_2 = 0,78 \dots 0,9$. Принимаем $\eta_3 = 0,65$.

$$\frac{m_3}{m_3 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,65 = 2,275.$$

3.4.7. Температура воздуха на выходе из безлопаточного диффузора:

$$T_3 = T_2^* - \frac{c_3^2}{2c_p};$$

$$\text{м) } T_3 = 358 - \frac{200^2}{2 \cdot 1005,9} = 338 \text{ К,}$$

где для $t_2 = 85^\circ\text{C}$ теплоемкость $c_p = 1005,9$ Дж/(кг · град);

$$\text{н) } T_3 = 365 - \frac{220^2}{2 \cdot 1005,9} = 341 \text{ К,}$$

где для $t_2 = 92^\circ\text{C}$ теплоемкость $c_p = 1005,9$ Дж/(кг · град).

3.4.8. Давление за безлопаточным диффузором:

$$\text{м) } p_3 = p_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{m_3}{m_3 - 1}} = 0,1356 \left(\frac{338}{331} \right)^{2,275} = 0,1422 \text{ МПа;}$$

$$\text{н) } p_3 = 0,1365 \left(\frac{341}{333} \right)^{2,275} = 0,1441 \text{ МПа.}$$

3.4.9. Число M на выходе из безлопаточного диффузора:

$$\text{м) } M_3 = \frac{c_3}{\sqrt{kRT_3}} = \frac{200}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 338}} = 0,543;$$

$$\text{н) } M_3 = \frac{220}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 341}} = 0,594.$$

Должно быть $M_3 < 0,8$.

3.4.10. Плотность воздуха:

$$\text{м) } \rho_3 = \frac{3480 p_3}{T_3} = \frac{3480 \cdot 0,1422}{338} = 1,4641 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{н) } \rho_3 = \frac{3480 \cdot 0,1441}{341} = 1,4706 \text{ кг/м}^3.$$

3.4.11. Внешний диаметр безлопаточного диффузора:

$$\text{м) } D_3 = \frac{G_K}{\pi b_3 \sin \alpha_3 c_3 \rho_3} = \frac{0,203}{3,14 \cdot 0,0072 \cdot \sin 17^\circ 24' \cdot 200 \cdot 1,4641} \approx 0,1025 \text{ м};$$

$$\bar{D}_3 = \frac{D_3}{D_2} = \frac{0,1025}{0,11} = 0,932;$$

$$\text{н) } D_3 = \frac{0,334}{3,14 \cdot 0,0072 \cdot \sin 20^\circ 55' \cdot 220 \cdot 1,4706} \approx 0,1279 \text{ м};$$

$$\bar{D}_3 = \frac{D_3}{D_2} = \frac{0,1279}{0,11} = 1,163.$$

Обычно $\bar{D}_3 = 1,05 \dots 1,2$ (большие значения при больших M_2). При отсутствии лопаточного диффузора $\bar{D}_3 = 1,6 \dots 1,8$, иногда достигает 2,0. Меньшее значение \bar{D}_3 принимают, когда нагнетатель выпускается в разных модификациях: как с лопаточным, так и с безлопаточным диффузором. С учетом рекомендаций принимаем $D_3 = 116$ мм, чему соответствует $\bar{D}_3 = 1,055$.

Уточняем углы направления скорости на выходе из безлопаточного диффузора (см. п. 3.4.4):

$$\alpha_3 = \arcsin \left(\frac{G_K}{\pi b_3 D_3 c_3 \rho_3} \right);$$

$$\text{м) } \alpha_3 = \arcsin \left(\frac{0,203}{3,14 \cdot 0,0072 \cdot 0,116 \cdot 200 \cdot 1,4641} \right) = \\ = \arcsin 0,264347 = 15,33^\circ = 15^\circ 20';$$

$$\text{н) } \alpha_3 = \arcsin \left(\frac{0,334}{3,14 \cdot 0,0072 \cdot 0,116 \cdot 220 \cdot 1,4706} \right) = \\ = \arcsin 0,393649 = 23,18^\circ = 23^\circ 11'.$$

3.5. Лопаточный диффузор

3.5.1. Скорость после диффузора (см. рис. 3.1)

$$c_4 = \frac{c_3}{c_3/c_4}.$$

Статистический диапазон отношения скоростей

$$c_3/c_4 = 2,0 \dots 2,5.$$

$$\text{м) } c_4 = \frac{200}{(2,0 \dots 2,5)} = (100 \dots 80) \text{ м/с};$$

$$\text{н) } c_4 = \frac{220}{(2,0...2,5)} = (110...88) \text{ м/с.}$$

Принимаем м) $c_4=90$ м/с; н) $c_4=100$ м/с.

3.5.2. Показатель процесса повышения давления воздуха в лопаточном диффузоре:

$$\frac{m_4}{m_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4.$$

Политропный КПД процесса в лопаточном диффузоре на выполненных компрессорах изменяется в пределах $\eta_4 = 0,70...0,88$ (большие значения при меньших M_3 и больших абсолютных размерах колеса). Принимаем $\eta_4 = 0,80$.

$$\frac{m_4}{m_4 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,80 = 2,80.$$

3.5.3. Температура за диффузором:

$$\text{м) } T_4 = T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2c_p} = 338 + \frac{200^2 - 90^2}{2 \cdot 1005,2} = 354 \text{ К;}$$

$$\text{н) } T_4 = 341 + \frac{220^2 - 100^2}{2 \cdot 1005,2} = 360 \text{ К,}$$

где при $t = 65...68$ °С теплоемкость $c_p = 1005,2$ Дж/(кг · град) .

3.5.4. Давление за диффузором:

$$\text{м) } p_4 = p_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{m_4}{m_4 - 1}} = 0,1422 \left(\frac{354}{338} \right)^{2,8} = 0,1619 \text{ МПа;}$$

$$\text{н) } p_4 = 0,1441 \left(\frac{360}{341} \right)^{2,8} = 0,1677 \text{ МПа.}$$

3.5.5. Плотность воздуха на выходе из лопаточного диффузора:

$$\text{м) } \rho_4 = \frac{3480 p_4}{T_4} = \frac{3480 \cdot 0,1619}{354} = 1,5916 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{н) } \rho_4 = \frac{3480 \cdot 0,1677}{360} = 1,6211 \text{ кг/м}^3.$$

3.5.6. Диаметр выхода из диффузора

$$D_4 = \bar{D}_4 D_3.$$

Обычно отношение диаметров

$$\bar{D}_4 = D_4 / D_3 = 1,2...1,4.$$

$$D_4 = (1,2 \dots 1,4)0,116 = 0,139 \dots 0,162 \text{ м.}$$

$$\text{Принимаем } D_4 = 0,160 \text{ м} \approx 160 \text{ мм. } \bar{D}_4 = 160/116 = 1,379.$$

Относительный диаметр $D_4/D_2 = 160/110 = 1,45$. Рекомендуется выдерживать отношение $D_4/D_2 = 1,4 \dots 1,8$.

3.5.7. Лопаточный диффузор выполняют с учетом $b_4 = b_3$ или со стенками, расходящимися под углом $\nu = 4 \dots 6^\circ$. Расширение диффузора в меридиональной плоскости особенно желательно, когда велика доля потерь трения (малые \bar{b}_2 , малые абсолютные размеры колеса).

Тогда ширина диффузора на выходе

$$b_4 = b_3 + 0,5(D_4 - D_3) \operatorname{tg} \nu = \\ = 0,0072 + 0,5(0,16 - 0,116) \operatorname{tg}(4 \dots 6)^\circ = (0,0087 \dots 0,0095) \text{ м.}$$

Принимаем $b_4 = 0,0091 \text{ м} = 9,1 \text{ мм}$.

3.5.8. Радиальная составляющая скорости на выходе из лопаточного диффузора:

$$\text{м) } c_{4r} = \frac{G_{\text{к}}}{\pi D_4 b_4 \rho_4} = \frac{0,203}{3,14 \cdot 0,160 \cdot 0,0091 \cdot 1,5916} = 27,9 \text{ м/с;}$$

$$\text{н) } c_{4r} = \frac{0,334}{3,14 \cdot 0,160 \cdot 0,0091 \cdot 1,6211} = 45,1 \text{ м/с.}$$

3.5.9. Направление потока воздуха на выходе из лопаточного диффузора:

$$\text{м) } \alpha_4 = \arcsin \frac{c_{4r}}{c_4} = \arcsin \frac{27,9}{90} = \arcsin 0,310 = 18,06^\circ = 18^\circ 04';$$

$$\text{н) } \alpha_4 = \arcsin \frac{45,1}{100} = \arcsin 0,451 = 26,81^\circ = 26^\circ 49'.$$

3.5.10. Отклонение потока воздуха в лопаточном диффузоре:

$$\text{м) } \Delta\alpha = \alpha_4 - \alpha_3 = 18^\circ 04' - 15^\circ 20' = 2^\circ 44';$$

$$\text{н) } \Delta\alpha = 26^\circ 49' - 23^\circ 11' = 3^\circ 38'.$$

Обычно $\Delta\alpha = 8 \dots 13^\circ$. Однако при $b_4/b_3 \geq 1$ отклонение потока воздуха $\Delta\alpha$ может иметь меньшие значения.

3.5.11. Входной и выходной углы лопаток. Рекомендуемые значения угла атаки на входе $i_3 = 1 \dots 3^\circ$. Принимаем $i_3 = 2^\circ 40'$. Так как расчетным режимом является режим максимального крутящего момента, то для него принимаем входной угол

$$\alpha_{\text{л3}} = \alpha_3 + i_3 = 15^\circ 20' + 2^\circ 40' = 18^\circ.$$

Рекомендуемые значения угла отставания на выходе $\delta_4 = 3...4^\circ$. Принимаем $\delta_4 = 3^\circ 56'$ и для режима максимального крутящего момента выходной угол

$$\alpha_{л4} = \alpha_4 + \delta_4 = 18^\circ 04' + 3^\circ 56' = 22^\circ.$$

3.5.12. Число лопаток диффузора из условия оптимального относительного шага:

$$\begin{aligned} Z_d &= (7...8) \frac{\bar{D}_4 + 1}{D_4 - 1} \sin \frac{\alpha_{л3} + \alpha_{л4}}{2} = \\ &= (7...8) \frac{1,379 + 1}{1,379 - 1} \sin \frac{18^\circ + 22^\circ}{2} = 15,0...17,2. \end{aligned}$$

Рекомендуемые значения $Z_d = 13; 17; 19; \dots$. Принимаем $Z_d = 17$.

3.6. Улитка

3.6.1. Для проектируемого компрессора принимаем однозаходную улитку круглого сечения (рис. 3.2, а). Радиус выходного сечения улитки высчитывается по формуле

$$R_{ул} = \frac{\varphi}{360} b_4 \operatorname{tg} \alpha_4 + \sqrt{\frac{\varphi}{360} D_4 b_4 \operatorname{tg} \alpha_4}.$$

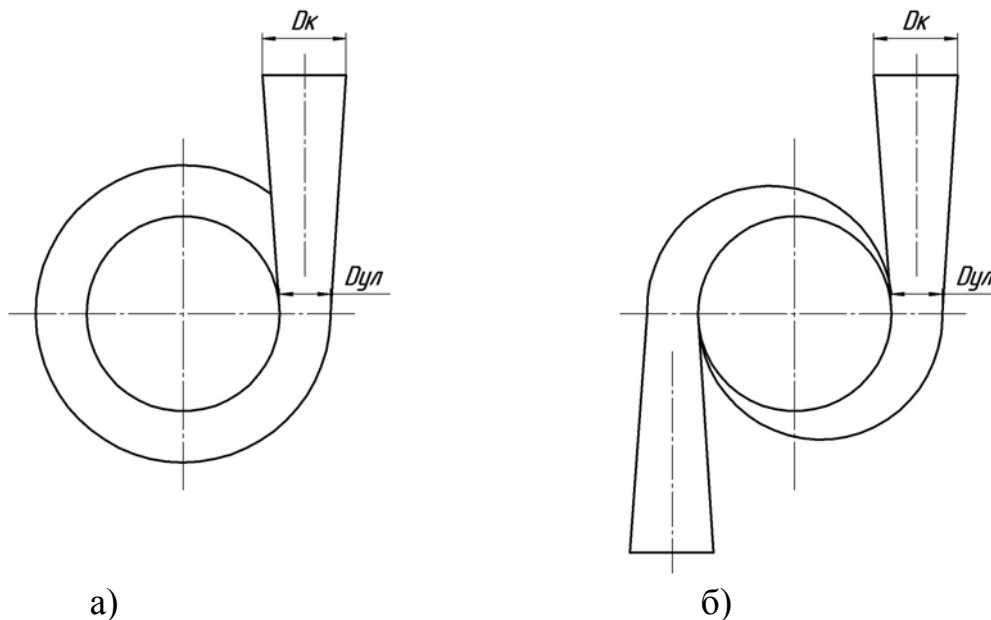


Рис. 3.2. Схемы улиток:
а – однозаходная; б – двухзаходная

При однозаходной улитке угол φ изменяется от 0 до 360° , а при двухзаходной улитке угол $\varphi = 0...180^\circ$ (рис. 3.2, б).

$$R_{\text{ул}} = \frac{360}{360} \cdot 0,0091 \cdot \text{tg}18^{\circ}04' + \\ + \sqrt{\frac{360}{360} \cdot 0,16 \cdot 0,0091 \cdot \text{tg}18^{\circ}04'} = 0,02476 \text{ м} = 24,76 \text{ мм}.$$

Принимаем $R_{\text{ул}}=25$ мм. Тогда выходной диаметр улитки $D_{\text{ул}} = 2R_{\text{ул}} = 2 \cdot 25 = 50$ мм.

3.6.2. Радиус поперечного сечения на выходе из диффузора

$$R_{\text{к}} = R_{\text{ул}} + \text{tg} \frac{\nu}{2} L_{\text{к}}.$$

Рекомендуемый угол раскрытия выходного диффузора $\nu = 5 \dots 10^{\circ}$, а длина выходного диффузора $L_{\text{к}} = (3 \dots 6) R_{\text{ул}}$. Тогда при $L_{\text{к}} = (3 \dots 6) 0,025 = (0,075 \dots 0,150)$ м радиус поперечного сечения на выходе из диффузора однозаходной улитки может быть установлен в диапазоне

$$R_{\text{к}} = 0,025 + \text{tg} \frac{(5 \dots 10)^{\circ}}{2} \cdot (0,075 \dots 0,150) = (0,0283 \dots 0,0381) \text{ м}.$$

Принимаем $R_{\text{к}}=32$ мм.

Выходной диаметр диффузора $D_{\text{к}} = 2R_{\text{к}} = 2 \cdot 32 = 64$ мм.

3.6.3. Потери напора в улитке и выходном диффузоре:

$$L_{r \text{ ул}} = \xi_{\text{ул}} \frac{c_4^2}{2}.$$

Рекомендуется коэффициент потерь $\xi_{\text{ул}} = 0,2 \dots 0,5$. Принимаем $\xi_{\text{ул}} = 0,25$ и $\xi_{\text{ул}} = 0,30$.

$$\text{м) } L_{r \text{ ул}} = 0,25 \frac{90^2}{2} = 1012 \text{ Дж/кг};$$

$$\text{н) } L_{r \text{ ул}} = 0,30 \frac{100^2}{2} = 1500 \text{ Дж/кг}.$$

3.6.4. Скорость на выходе из компрессора:

$$c_{\text{к}} = c_5 = \frac{G_{\text{к}}}{n_{\text{ул}} \pi R_{\text{к}}^2 \rho_{\text{к}}},$$

где $n_{\text{ул}}$ – число заходов улитки; $\rho_{\text{к}} = \rho_5$ – плотность воздуха на выходе из компрессора, обычно принимают равной ρ_4 .

$$\text{м) } c_{\text{к}} = \frac{0,203}{1 \cdot 3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 1,5916} = 39,7 \text{ м/с}; \quad \frac{c_{\text{к}}}{c_1} = \frac{39,7}{61,4} = 0,647;$$

$$\text{н) } c_K = \frac{0,334}{1 \cdot 3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 1,6277} = 63,8 \text{ м/с}; \quad \frac{c_K}{c_1} = \frac{63,8}{101} = 0,632.$$

Рекомендуется $c_K/c_1 = 0,6 \dots 1,0$.

3.6.5. Температура на выходе:

$$\text{м) } T_K = T_4 + \frac{c_4^2 - c_K^2}{2c_p} = 354 + \frac{90^2 - 39,7^2}{2 \cdot 1005,6} = 357 \text{ К};$$

$$T_K^* = T_K + \frac{c_K^2}{2c_p} = 357 + \frac{39,7^2}{2 \cdot 1005,6} = 358 \text{ К};$$

$$\text{н) } T_K = 360 + \frac{100^2 - 63,8^2}{2 \cdot 1005,7} = 363 \text{ К};$$

$$T_K^* = 363 + \frac{63,8^2}{2 \cdot 1005,7} = 365 \text{ К}.$$

3.6.6. Показатель степени повышения давления в улитке:

$$\frac{m_5}{m_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_5 = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,60 = 2,10,$$

где $\eta_5 = 0,30 \dots 0,65$ – КПД улитки на выполненных конструкциях. Принято $\eta_5 = 0,60$.

3.6.7. Давление на выходе:

$$\text{м) } p_K = p_5 = p_4 \left(\frac{T_K}{T_4} \right)^{\frac{m_5}{m_5 - 1}} = 0,1619 \left(\frac{357}{354} \right)^{2,1} = 0,1648 \text{ МПа};$$

$$\text{н) } p_K = 0,1677 \left(\frac{363}{360} \right)^{2,1} = 0,1706 \text{ МПа}.$$

3.6.8. Степень повышения давления в компрессоре:

$$\text{м) } \pi_K = \frac{p_K}{p_0} = \frac{0,1648}{0,10} = 1,648;$$

$$\text{н) } \pi_K = \frac{0,1706}{0,10} = 1,706.$$

3.6.9. Плотность воздуха на выходе:

$$\text{м) } \rho_K = \frac{3480 p_K}{T_K} = \frac{3480 \cdot 0,1648}{357} = 1,6064 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{н) } \rho_K = \frac{3480 \cdot 0,1706}{363} = 1,6355 \text{ кг/м}^3.$$

3.7. Значения основных параметров на выходе из компрессора

3.7.1. Конечное давление наддува p_k отличается от определенного в п. 2.1.6:

$$\text{м) } \Delta p_k = p_k - p'_k = |0,1648 - 0,1593| = 0,0055 \text{ МПа};$$

$$\text{н) } \Delta p_k = |0,1706 - 0,1670| = 0,0036 \text{ МПа}.$$

Если условие $\Delta p_k \leq 0,02$ не выполняется, то необходимо произвести повторный расчет, изменив параметры, определяющие напор компрессора.

3.7.2. Адиабатный КПД компрессора:

$$\text{м) } \eta_{\text{к.ад}} = \frac{2\bar{H}_k}{2\mu + \alpha_d} = \frac{2 \cdot 0,65}{2 \cdot 0,872 + 0,04} = 0,729;$$

$$\text{н) } \eta_{\text{к.ад}} = \frac{2 \cdot 0,65}{2 \cdot 0,872 + 0,05} = 0,725.$$

Адиабатный КПД центробежных компрессоров с рабочими колесами полузакрытого типа в современных агрегатах наддува находится в пределах $\eta_{\text{к.ад}} = 0,70 \dots 0,76$. На расчетных режимах принимаем:

$$\text{м) } \eta_{\text{к.ад}} = 0,73; \quad \text{н) } \eta_{\text{к.ад}} = 0,72.$$

3.7.3. Удельная адиабатная работа сжатия в компрессоре:

$$\begin{aligned} \text{м) } H_{\text{к.ад}} &= \frac{k}{k-1} RT_0 (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) = \\ &= \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 298 \left(1,648^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 45 \, 925 \text{ Дж/кг}; \end{aligned}$$

$$\text{н) } H_{\text{к.ад}} = \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 298 \left(1,706^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 49 \, 353 \text{ Дж/кг}.$$

3.7.4. Мощность компрессора (приводная):

$$N_k = G_k H_{\text{к.ад}} / \eta_{\text{к.ад}};$$

$$\text{м) } N_k = 0,203 \cdot 45 \, 925 / 0,73 = 12 \, 771 \text{ Вт} = 12,8 \text{ кВт};$$

$$\text{н) } N_k = 0,334 \cdot 49 \, 353 / 0,72 = 22 \, 894 \text{ Вт} = 22,9 \text{ кВт}.$$

3.7.5. Частота вращения колеса компрессора:

$$\text{м) } n_{\text{ТК}} = \frac{60u_2}{\pi D_2} = \frac{60 \cdot 256}{3,14 \cdot 0,11} = 44 \, 470 \text{ мин}^{-1};$$

$$\text{н) } n_{\text{ТК}} = \frac{60 \cdot 270}{3,14 \cdot 0,11} = 46\,902 \text{ мин}^{-1}.$$

3.7.6. Окружная скорость на входе в колесо компрессора:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n_{\text{ТК}}}{60};$$

$$\text{м) } u_1 = \frac{3,14 \cdot 0,0505 \cdot 44\,470}{60} = 117,5 \text{ м/с};$$

$$\text{н) } u_1 = \frac{3,14 \cdot 0,0505 \cdot 46\,902}{60} = 124,0 \text{ м/с}.$$

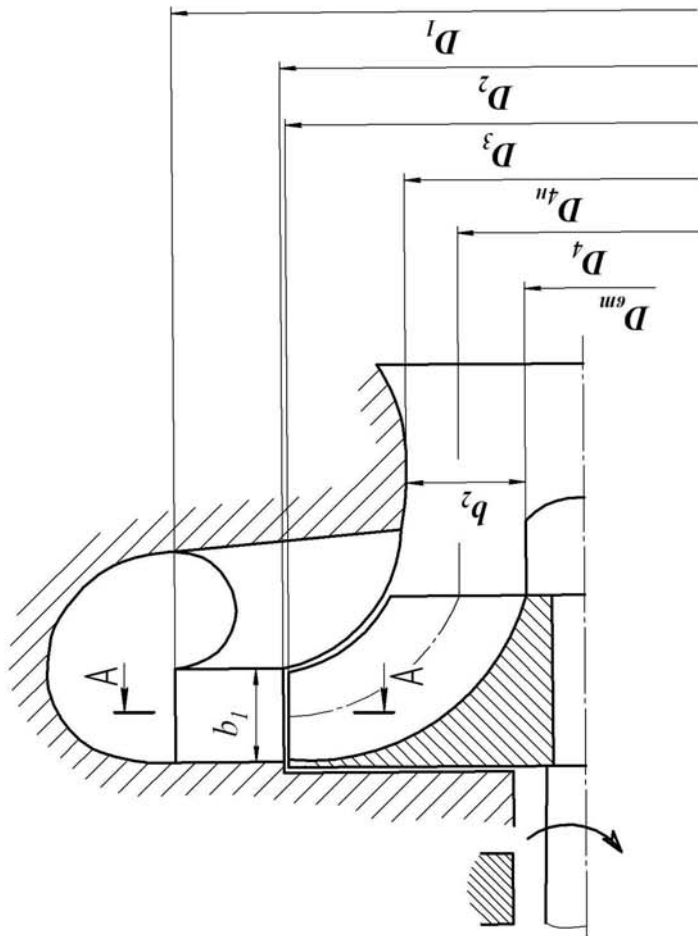
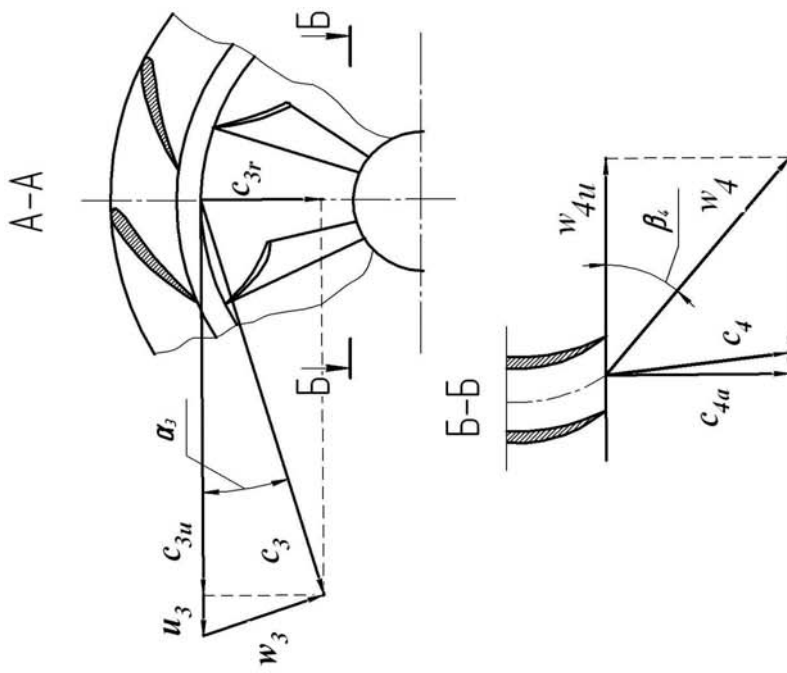
4. РАСЧЕТ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

4.1. Исходные данные

Для рассчитываемого турбокомпрессора предварительно выбираем радиально-осевую турбину (рисунок). Исходные данные принимаются по результатам расчетов цикла двигателя с турбонаддувом и компрессора (таблица).

Результаты расчетов цикла двигателя с ТКР

Показатели	Режимы по скоростной характеристике	
	$M_{e \text{ max}}$	$N_{e \text{ ном}}$
Расход воздуха, $G_{\text{к}}$, кг/с	0,203	0,334
Частота вращения ротора турбокомпрессора, $n_{\text{ТК}}$, мин ⁻¹	44 470	46 902
Давление наддува, $p_{\text{к}}$, МПа	0,1648	0,1706
Степень повышения давления, $\pi_{\text{к}}$	1,648	1,706
Удельная адиабатная работа в компрессоре, $H_{\text{к.ад}}$, Дж/кг	45 925	49 353
Адиабатный КПД компрессора, $\eta_{\text{к.ад}}$	0,73	0,72
Коэффициент избытка воздуха, α	1,5	1,6



Расчетная схема радиально-осевой турбины

4.2. Основные энергетические и геометрические параметры турбины

4.2.1. Расход газа через турбину. Количество отработавших (выпускных) газов

$$G_{\text{вг}} = G_{\text{к}} \left(1 + \frac{1}{\varphi_{\text{п}} \alpha L_0} \right),$$

где $\varphi_{\text{п}}$ – коэффициент продувки, изменяется в пределах 1,00...1,15. Предварительно принимаем $\varphi_{\text{п}} = 1,05$.

$$\text{м) } G_{\text{вг}} = 0,203 \left(1 + \frac{1}{1,05 \cdot 1,5 \cdot 14,53} \right) = 0,212 \text{ кг/с;}$$

$$\text{н) } G_{\text{вг}} = 0,334 \left(1 + \frac{1}{1,05 \cdot 1,6 \cdot 14,53} \right) = 0,348 \text{ кг/с.}$$

Утечки газа через неплотности учитываются коэффициентом, значения которого находятся в диапазоне $\eta_{\text{ут}} = 0,95...0,98$. Принимаем $\eta_{\text{ут}} = 0,97$.

Тогда фактический расход газа через турбину

$$G_{\text{т}} = \eta_{\text{ут}} G_{\text{вг}};$$

$$\text{м) } G_{\text{т}} = 0,97 \cdot 0,212 = 0,206 \text{ кг/с;}$$

$$\text{н) } G_{\text{т}} = 0,97 \cdot 0,348 = 0,338 \text{ кг/с.}$$

4.2.2. По данным технических характеристик турбокомпрессоров с радиально-осевыми турбинами значения максимальных КПД турбин находятся в пределах $\eta_{\text{к}} = 0,68...0,74$. Предварительно принимаем максимальное значение КПД турбины м) $\eta_{\text{т}} = 0,71$; н) $\eta_{\text{т}} = 0,70$.

4.2.3. Температура газов перед турбиной $T_{\text{т}}$ принимается по результатам расчета цикла двигателя. Из условий обеспечения длительной работы турбокомпрессора $T_{\text{т}}$ не должна превышать:

– 650 °С (923 К) на судовых и стационарных двигателях;

– 730 °С (1003 К) на автотракторных и других двигателях наземного транспорта.

Принимаем с учетом коэффициента избытка воздуха

$$\text{м) } T_1 = T_{\text{т}} \approx 650 \text{ °С (923 К); н) } T_1 = T_{\text{т}} \approx 630 \text{ °С (903 К).}$$

4.2.4. Необходимая, средняя за цикл, удельная адиабатная работа газа в турбине определяется из баланса средних мощностей турбины и компрессора:

$$N_{\text{т.ср}} = N_{\text{к.ср}} \text{ или } G_{\text{т}} H_{\text{т.ад}} \eta_{\text{т}} = G_{\text{к}} H_{\text{к.ад}} / \eta_{\text{к.ад}} ;$$

$$H_{\text{т.ад}} = \frac{H_{\text{к.ад}} G_{\text{к}}}{\eta_{\text{к}} \eta_{\text{т}} G_{\text{т}}}.$$

При переменном давлении газа перед турбиной (импульсный наддув) в расчете необходимо учитывать увеличение использования располагаемой энергии выпускных газов и снижение КПД турбины. В этом случае при определении средних показателей работы турбины используют поправки [4]:

- коэффициент импульсности по расходу K_g ;
- коэффициент импульсности по напору K_H ;
- поправка к КПД турбины $\eta_{\text{попр}}$.

В расчете применяется также обобщенная величина – коэффициент импульсности турбины $K_{\text{ит}} = K_g K_H / \eta_{\text{попр}}$, при принятии которого можно использовать уравнение

$$K_{\text{ит}} = 1 + (0,2 \dots 0,6)(\pi_{\text{к}} - 1) / i,$$

где i – количество цилиндров, подсоединенных к одному выпускному трубопроводу. При $i \geq 6$ коэффициент $K_{\text{ит}} = 1$. Тогда

$$H_{\text{т.ад}} = \frac{H_{\text{к.ад}} G_{\text{к}} K_{\text{ит}}}{\eta_{\text{к}} \eta_{\text{т}} G_{\text{т}}} = \frac{H_{\text{к.ад}} G_{\text{к}} K_H K_g}{\eta_{\text{к}} \eta_{\text{т}} G_{\text{т}} \eta_{\text{попр}}}.$$

В данном расчете $i = 8$.

$$\text{м) } H_{\text{т.ад}} = \frac{45\,925 \cdot 0,203}{0,73 \cdot 0,71 \cdot 0,206} = 87\,317 \text{ Дж/кг};$$

$$\text{н) } H_{\text{т.ад}} = \frac{49\,353 \cdot 0,334}{0,72 \cdot 0,70 \cdot 0,338} = 96\,764 \text{ Дж/кг}.$$

4.2.5. Противодавление за турбиной $p_4 = \xi_{\text{т}} p_0$, где коэффициент сопротивления устройств за турбиной (глушитель шума, нейтрализаторы и т.п.) находится в пределах $\xi_{\text{т}} = 1,02 \dots 1,08$. Принимаем $\xi_{\text{т}} = 1,06$.

$$p_4 = 1,06 \cdot 0,10 = 0,106 \text{ МПа}.$$

4.2.6. Среднее давление газа перед турбиной

$$p_{\text{т}} = p_1 = \frac{p_4}{\left(1 - \frac{k' - 1}{k'} \frac{H_{\text{т.ад}}}{R_{\text{т}} T_{\text{т}}}\right)^{k' / (k' - 1)}},$$

где k' – средний показатель адиабаты расширения; R_r – газовая постоянная для продуктов сгорания. При начальных температурах 903...923 К принимаем $k' \approx 1,34$.

$$\text{м) } p_T = \frac{0,106}{\left(1 - \frac{1,34-1}{1,34} \frac{87\,317}{287 \cdot 923}\right)^{1,34/(1,34-1)}} = 0,1496 \text{ МПа};$$

$$\frac{p_K}{p_T} = \frac{0,1648}{0,1496} = 1,102;$$

$$\text{н) } p_T = \frac{0,106}{\left(1 - \frac{1,34-1}{1,34} \frac{96\,764}{287 \cdot 903}\right)^{1,34/(1,34-1)}} = 0,1569 \text{ МПа.}$$

$$\frac{p_K}{p_T} = \frac{0,1706}{0,1569} = 1,087.$$

Для четырехтактных двигателей желательно иметь отношение $p_K/p_T = 1,05...1,18$, а для двухтактных – $p_K/p_T = 1,15...1,25$.

4.2.7. Плотность газа перед турбиной:

$$\text{м) } \rho_T = \frac{3480 p_T}{T_T} = \frac{3480 \cdot 0,1496}{923} = 0,5640 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{н) } \rho_T = \frac{3480 \cdot 0,1569}{903} = 0,6047 \text{ кг/м}^3.$$

4.2.8. Правильность предварительного выбора радиально-осевой турбины проверяется по величине коэффициента быстроходности:

$$\text{м) } n_s = \frac{n_{TK} \sqrt{G_T / \rho_T}}{60 \sqrt[4]{H_{T.ад}^3}} = \frac{44\,470 \sqrt{0,206 / 0,5640}}{60 \sqrt[4]{87\,317^3}} = 0,088;$$

$$\text{н) } n_s = \frac{46\,902 \sqrt{0,338 / 0,6047}}{60 \sqrt[4]{96\,764^3}} = 0,107.$$

Для радиально-осевой турбины $n_s = 0,06...0,12$, а для осевой турбины $n_s = 0,09...0,15$.

Окончательно принимаем радиально-осевую турбину с однозаходной улиткой и лопаточным сопловым аппаратом.

4.2.9. Наружный диаметр рабочего колеса (см. рисунок на с 35).

Оптимальное соотношение диаметров турбины D_{3T} и компрессора D_{2K} в выполненных конструкциях турбокомпрессоров находится в пре-

делах: с осевой турбиной – $D_{3Т}/D_{2К} = 0,85...0,95$; с радиально-осевой (центростремительной) турбиной – $D_{3Т}/D_{2К} = 1,0...1,1$. Для рассчитываемой турбины наружный диаметр рабочего колеса $D_{3Т} = (1,0...1,1)D_{2К} = (0,110...0,121)$ м. Принимаем $D_3 = 0,114$ м = 114 мм.

4.2.10. Диаметры соплового аппарата назначаются на основе опытных зависимостей:

– наружный диаметр лопаток $D_1 = \bar{D}_1 \cdot D_3$;

– внутренний диаметр лопаток $D_2 = \bar{D}_2 \cdot D_3$.

По опытным рекомендациям относительные диаметры находятся в пределах: $\bar{D}_1 = 1,35...1,50$; $\bar{D}_2 = 1,05...1,10$.

Меньшие значения принимаются при улиточном подводе газа, большие – для переменного давления газа перед турбиной.

В соответствии с этим

$$D_1 = (1,35 \cdot 1,50)0,114 = (0,1539...0,1710) \text{ м};$$

$$D_2 = (1,05 \cdot 1,10)0,114 = (0,1197...0,1254) \text{ м}.$$

Принимаем $D_1 = 0,154$ м = 154 мм; $D_2 = 0,120$ м = 120 мм.

4.2.11. Диаметры рабочего колеса на выходе:

– наружный $D_{4Н} = \bar{D}_{4Н} \cdot D_3$;

– втулочный $D_{ВТ} = \bar{D}_{ВТ} \cdot D_3$;

– средний $D_4 = \sqrt{(D_{4Н}^2 + D_{ВТ}^2)}/2$.

По опытным рекомендациям относительные диаметры:

$$\bar{D}_{4Н} = 0,70...0,85; \bar{D}_{ВТ} = 0,25...0,32.$$

Тогда

$$D_{4Н} = (0,70...0,85)0,114 = (0,0798...0,0969) \text{ м};$$

$$D_{ВТ} = (0,25...0,32)0,114 = (0,0285...0,0365) \text{ м}.$$

Принимаем $D_{4Н} = 0,08$ м = 80 мм; $D_{ВТ} = 0,03$ м = 30 мм.

Средний диаметр на выходе

$$D_4 = \sqrt{(0,08^2 + 0,030^2)}/2 = 0,0604 \text{ м} \approx 60,4 \text{ мм}.$$

Относительный средний диаметр

$$\bar{D}_4 = D_4/D_3 = 0,0604/0,114 = 0,5298.$$

4.2.12. Площадь сечения рабочего колеса на выходе

$$F_4 = \frac{\pi}{4} (D_{4н}^2 - D_{вт}^2) = \frac{3,14}{4} (0,08^2 - 0,03^2) = 0,00432 \text{ м}^2.$$

4.2.13. Окружные скорости при входе газа в рабочее колесо турбины:

$$u_3 = \frac{\pi D_3 n_{ТК}}{60};$$

$$\text{м) } u_3 = \frac{3,14 \cdot 0,114 \cdot 44\,470}{60} = 265 \text{ м/с};$$

$$\text{н) } u_3 = \frac{3,14 \cdot 0,114 \cdot 46\,902}{60} = 280 \text{ м/с}.$$

4.2.14. Окружная скорость на выходе из рабочего колеса на среднем диаметре:

$$u_4 = \frac{\pi D_4 n_{ТК}}{60};$$

$$\text{м) } u_4 = \frac{3,14 \cdot 0,0604 \cdot 44\,470}{60} = 141 \text{ м/с};$$

$$\text{н) } u_4 = \frac{3,14 \cdot 0,0604 \cdot 46\,902}{60} = 148 \text{ м/с}.$$

4.2.15. Степень реактивности турбины. В турбине в работу на валу рабочего колеса преобразуется адиабатный теплоперепад (потенциальная энергия газа) $H_{т.ад}$, величина которого зависит от перепада температур (или давлений):

$$H_{т.ад} = \frac{k'}{k' - 1} R_T T_T \left[1 - \left(\frac{p_{от}}{p_T} \right)^{\frac{k' - 1}{k'}} \right],$$

где $p_{от} = p_4$ – давление газа после турбины; $p_T = p_1$ – давление газа перед турбиной (сопловым аппаратом). Преобразование энергии может происходить в улитке – $H_{ул}$, в сопловом аппарате – $H_{с.а}$ и рабочем колесе – $H_{р.к}$.

$$H_{т.ад} = H_{ул} + H_{с.а} + H_{р.к}.$$

Соотношение этих величин оценивается степенью реактивности турбины

$$\rho = \frac{H_{р.к}}{H_{т.ад}}.$$

Если $\rho \approx 0$, то такие турбины называют *активными*. При $\rho > 0$ турбины называют *реактивными*.

Степень реактивности оказывает существенное влияние на мощность, КПД и другие показатели турбины. Значения ρ , согласно опытным данным, находятся в пределах:

- осевые турбины – $\rho=0,4...0,5$;
 - радиально-осевые (центростремительные) турбины – $\rho=0,45...0,55$.
- Для рассчитываемой турбины принимаем $\rho=0,52$.

4.3. Сопловой аппарат

4.3.1. Адиабатная работа расширения газа в сопле:

$$H_{c.a} = (1 - \rho) H_{T.ad};$$

м) $H_{c.a} = (1 - 0,52) 87\,317 = 41\,912$ Дж/кг;

н) $H_{c.a} = (1 - 0,52) 96\,764 = 46\,447$ Дж/кг.

4.3.2. Абсолютная скорость газа на входе в рабочее колесо

$$c_3 = \varphi_c \sqrt{2H_{c.a} + c_1^2}.$$

Коэффициент скорости φ_c , учитывающий потери в сопловом аппарате радиально-осевых и (относительно малого размера) осевых турбин, для диаметров рабочего колеса 80...180 мм находится в пределах $\varphi_c = 0,93...0,95$; для турбин большого размера $\varphi_c = 0,97...0,98$. С учетом улитки принимаем $\varphi_c = 0,94$.

Средняя скорость газа на входе в сопловой аппарат (улитку) обычно составляет $c_1 = 50...70$ м/с. Для рассчитываемых режимов принимаем:

м) $c_1=52$ м/с; н) $c_1=65$ м/с.

Тогда

м) $c_3 = 0,94 \sqrt{2 \cdot 41\,912 + 52^2} = 277$ м/с;

н) $c_3 = 0,94 \sqrt{2 \cdot 46\,447 + 65^2} = 293$ м/с.

4.3.3. Рекомендуемое число сопловых лопаток $Z_1 = 14...20$. Принимаем $Z_1 = 16$.

4.3.4. Осевая скорость на выходе из рабочего колеса определяется по формуле

$$c_{4a} = \frac{G_T}{\rho_4 F_4},$$

которая преобразуется к виду

$$c_{4a} = \frac{G_{\Gamma} T_1}{3480 p_4^{\frac{1}{k'}} p_1^{\frac{k'-1}{k'}} F_4};$$

$$\text{м) } c_{4a} = \frac{0,206 \cdot 923}{3480 \cdot 0,106^{\frac{1}{1,34}} \cdot 0,1496^{\frac{1,34-1}{1,34}} \cdot 0,00432} = 109 \text{ м/с};$$

$$\text{н) } c_{4a} = \frac{0,338 \cdot 903}{3480 \cdot 0,106^{\frac{1}{1,34}} \cdot 0,1569^{\frac{1,34-1}{1,34}} \cdot 0,00432} = 173 \text{ м/с}.$$

4.3.5. Радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе с лопаток соплового аппарата. Для исключения обратных токов и снижения гидравлических потерь радиальная скорость на входе в рабочее колесо c_{3r} должна быть несколько меньше осевой скорости на выходе из рабочего колеса c_{4a} .

В первом приближении принимаем: м) $c_{3r}=100$ м/с; н) $c_{3r}=140$ м/с.

4.3.6. Угол входа потока на рабочее колесо:

$$\alpha_3 = \arcsin \frac{c_{3r}}{c_3};$$

$$\text{м) } \alpha_3 = \arcsin \frac{100}{277} \approx 21,16^\circ \approx 21^\circ 10';$$

$$\text{н) } \alpha_3 = \arcsin \frac{140}{293} \approx 28,54^\circ \approx 28^\circ 34'.$$

4.3.7. Окружная составляющая абсолютной скорости c_{3u} :

– на входе в рабочее колесо (по закону $c_{2u}=\text{const}$):

$$c_{3u} = c_3 \cos \alpha_3;$$

$$\text{м) } c_{3u} = 277 \cdot \cos 21^\circ 10' = 258 \text{ м/с};$$

$$\text{н) } c_{3u} = 293 \cdot \cos 28^\circ 34' = 257 \text{ м/с};$$

– на выходе с лопаток соплового аппарата:

$$c_{2u} = c_{3u} \frac{D_3}{D_2};$$

$$\text{м) } c_{2u} = 258 \cdot \frac{114}{120} = 245 \text{ м/с}; \quad \text{н) } c_{2u} = 257 \cdot \frac{114}{120} = 244 \text{ м/с}.$$

4.3.8. Число лопаток рабочего колеса находится в пределах $Z_3 = 11 \dots 18$. Принимаем $Z_3 = 15$. Лопатки радиальные.

4.3.9. Коэффициент загромождения входного сечения рабочего колеса

$$\tau_3 = 1 - \frac{Z_3 \delta_3}{\pi D_3},$$

где $\delta_3 = 1 \dots 2$ мм – толщина рабочих лопаток на входе. Принимаем $\delta_3 = 1,2$ мм.

$$\tau_3 = 1 - \frac{15 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 114} = 0,950.$$

4.3.10. Радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе с лопаток соплового аппарата

$$c_{2r} = c_{3r} \frac{\tau_3 b_3 \rho_3 D_3}{b_2 \rho_2 D_2}.$$

Предварительно принимаем ширину лопаток $b_2 = b_3$ и плотность газа $\rho_2 = \rho_3$. Тогда

$$\text{м) } c_{2r} = 100 \frac{0,95 \cdot 114}{120} = 90 \text{ м/с};$$

$$\text{н) } c_{2r} = 140 \frac{0,95 \cdot 114}{120} = 126 \text{ м/с}.$$

4.3.11. Абсолютная скорость газа на выходе с лопаток соплового аппарата:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2};$$

$$\text{м) } c_2 = \sqrt{245^2 + 90^2} = 261 \text{ м/с};$$

$$\text{н) } c_2 = \sqrt{244^2 + 126^2} = 275 \text{ м/с}.$$

4.3.12. Угол выхода газового потока из соплового аппарата:

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2r}}{c_2};$$

$$\text{м) } \alpha_2 = \arcsin \frac{90}{261} = 20,171^\circ \approx 20^\circ 10';$$

$$\text{н) } \alpha_2 = \arcsin \frac{126}{275} = 27,268^\circ \approx 27^\circ 16'.$$

Рекомендуемые значения угла выхода газового потока из соплового аппарата лежат в пределах $\alpha_2 = 15 \dots 30^\circ$. Выход угла α_2 за эти пределы приводит к увеличению потерь и снижению КПД турбины.

4.3.13. Температура газа на выходе из соплового аппарата:

$$- \text{ статическая: } T_2 = T_1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2c_p}.$$

Средняя массовая изобарная теплоёмкость выпускных газов при температурах, близких к 630...650 °С, $c_p = 1095$ Дж/(кг·град).

$$\text{м) } T_2 = 923 - \frac{261^2 - 52^2}{2 \cdot 1095} = 893 \text{ К};$$

$$\text{н) } T_2 = 903 - \frac{275^2 - 65^2}{2 \cdot 1095} = 870 \text{ К};$$

– заторможенного потока:

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

$$\text{м) } T_2^* = 893 + \frac{261^2}{2 \cdot 1095} = 924 \text{ К};$$

$$\text{н) } T_2^* = 870 + \frac{275^2}{2 \cdot 1095} = 905 \text{ К}.$$

4.3.14. Число Маха, характеризующее режим течения газа на выходе из соплового аппарата:

$$M_2 = \frac{c_2}{\sqrt{k R_T T_2^*}};$$

$$\text{м) } M_2 = \frac{261}{\sqrt{1,34 \cdot 287 \cdot 924}} = 0,44;$$

$$\text{н) } M_2 = \frac{275}{\sqrt{1,34 \cdot 287 \cdot 905}} = 0,47.$$

Оба значения M_2 меньше единицы. Характер течения газа дозвуковой, в связи с чем применимы обычные приёмы выбора профилей лопаток.

4.3.15. Потеря энергии в сопловом аппарате:

$$\Delta L_{с.а} = \left(\frac{1}{\varphi_c^2} - 1 \right) \frac{c_2^2}{2};$$

$$\text{м) } \Delta L_{с.а} = \left(\frac{1}{0,94^2} - 1 \right) \frac{261^2}{2} = 4\,487 \text{ Дж/кг};$$

$$\text{н) } \Delta L_{с.а} = \left(\frac{1}{0,94^2} - 1 \right) \frac{275^2}{2} = 4\,981 \text{ Дж/кг}.$$

4.3.16. Показатели политропы расширения в сопловом аппарате:

$$\frac{m_c}{m_c - 1} \approx \frac{k'}{k' - 1} + \frac{\Delta L_{c.a}}{R_T (T_1 - T_2)};$$

$$\text{м) } \frac{m_c}{m_c - 1} \approx \frac{1,34}{1,34 - 1} + \frac{4\,487}{287(923 - 893)} = 4,462;$$

$$\text{н) } \frac{m_c}{m_c - 1} \approx \frac{1,34}{1,34 - 1} + \frac{4\,981}{287(903 - 870)} = 4,467.$$

4.3.17. Давление газа на выходе из соплового аппарата:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{m_c}{m_c - 1}};$$

$$\text{м) } p_2 = 0,1496 \left(\frac{893}{923} \right)^{4,462} = 0,1291 \text{ МПа};$$

$$\text{н) } p_2 = 0,1569 \left(\frac{870}{903} \right)^{4,467} = 0,1329 \text{ МПа}.$$

4.3.18. Плотность газа после соплового аппарата:

$$\rho_2 = \frac{3480 p_2}{T_2};$$

$$\text{м) } \rho_2 = \frac{3480 \cdot 0,1291}{893} = 0,5031 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{н) } \rho_2 = \frac{3480 \cdot 0,1329}{870} = 0,5316 \text{ кг/м}^3.$$

4.3.19. Ширина проточной части соплового аппарата (длина лопаток):

$$b_2 = \frac{G_T}{\rho_2 \pi D_2 c_{2r}};$$

$$\text{м) } b_2 = \frac{0,206}{0,5031 \cdot 3,14 \cdot 0,120 \cdot 90} = 0,0121 \text{ м};$$

$$\text{н) } b_2 = \frac{0,338}{0,5316 \cdot 3,14 \cdot 0,120 \cdot 126} = 0,0134 \text{ м}.$$

Принимаем $b_2 = 13,0$ мм.

Относительная ширина $b_2 / D_3 = 13,0 / 114 = 0,11$.

Рекомендуемые отношения ширины соплового аппарата к диаметру колеса турбины находятся в пределах:

- для радиально-осевых турбин $b_2 / D_3 = 0,07...0,14$;
- для осевых турбин $b_2 / D_3 = 0,16...0,25$.

При отсутствии соплового аппарата ширина на входе в радиально-осевое колесо (высота лопаток) принимается $b_3 = b_2$.

4.4. Рабочее колесо турбины

4.4.1. Угол входа потока на рабочее колесо с радиальными лопатками:

$$\beta_3 = 90^\circ + \operatorname{arctg} \frac{u_3 - c_{3u}}{c_{3r}};$$

$$\text{м) } \beta_3 = 90^\circ + \operatorname{arctg} \frac{265 - 258}{100} = 90 + 4,0 \approx 94^\circ;$$

$$\text{н) } \beta_3 = 90^\circ + \operatorname{arctg} \frac{280 - 257}{140} = 90 + 9,33 \approx 99^\circ.$$

Допускается $\beta_3 = 80...110^\circ$. При выходе угла β_3 за указанные пределы необходимо уточнить принятое значение наружного диаметра рабочего колеса турбины D_3 (см. п. 4.2.9).

4.4.2. Температура газа на входе в рабочее колесо:

$$T_3 = T_2 - \frac{c_3^2 - c_2^2}{2c_p};$$

$$\text{м) } T_3 = 893 - \frac{277^2 - 261^2}{2 \cdot 1095} = 889 \text{ К};$$

$$\text{н) } T_3 = 870 - \frac{293^2 - 275^2}{2 \cdot 1095} = 865 \text{ К}.$$

4.4.3. Давление газа на входе:

$$p_3 = p_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{m_c}{m_c - 1}};$$

$$\text{м) } p_3 = 0,1291 \left(\frac{889}{893} \right)^{4,462} = 0,1265 \text{ МПа};$$

$$\text{н) } p_3 = 0,1329 \left(\frac{865}{870} \right)^{4,467} = 0,1295 \text{ МПа}.$$

4.4.4. Плотность газа:

$$\rho_3 = \frac{3480 p_3}{T_3};$$

$$\text{м) } \rho_3 = \frac{3480 \cdot 0,1265}{889} = 0,4952 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{н) } \rho_3 = \frac{3480 \cdot 0,1295}{865} = 0,5210 \text{ кг/м}^3.$$

4.4.5. Относительная скорость потока газа на входе в рабочее колесо:

$$w_3 = \sqrt{c_3^2 + u_3^2 - 2u_3c_3 \cos \alpha_3};$$

$$\text{м) } w_3 = \sqrt{277^2 + 265^2 - 2 \cdot 265 \cdot 277 \cdot \cos 21^\circ 10'} = 100 \text{ м/с};$$

$$\text{н) } w_3 = \sqrt{293^2 + 280^2 - 2 \cdot 280 \cdot 293 \cdot \cos 28^\circ 34'} = 142 \text{ м/с}.$$

4.4.6. Адиабатная работа расширения газа в рабочем колесе:

$$H_{\text{р.к.ад}} = \rho H_{\text{т.ад}};$$

$$\text{м) } H_{\text{р.к.ад}} = 0,52 \cdot 87\,317 = 45\,405 \text{ Дж/кг};$$

$$\text{н) } H_{\text{р.к.ад}} = 0,52 \cdot 96\,764 = 50\,317 \text{ Дж/кг}.$$

4.4.7. Относительная средняя скорость газа на выходе из рабочего колеса

$$w_4 = \psi \sqrt{w_3^2 + 2H_{\text{р.к.ад}} - u_3^2 \left(1 - \overline{D}_4^2\right)}.$$

Скоростной коэффициент:

– для радиально-осевых турбин $\psi = 0,85 \dots 0,95$;

– для осевых $\psi = 0,93 \dots 0,97$.

Принимаем $\psi = 0,93$.

$$\text{м) } w_4 = 0,93 \sqrt{100^2 + 2 \cdot 45\,405 - 265^2 \left(1 - 0,5298^2\right)} = 209 \text{ м/с};$$

$$\text{н) } w_4 = 0,93 \sqrt{142^2 + 2 \cdot 50\,317 - 280^2 \left(1 - 0,5298^2\right)} = 236 \text{ м/с}.$$

4.4.8. Температура газа на выходе:

$$T_4 = T_3 - \frac{w_4^2}{2c_p};$$

$$\text{м) } T_4 = 889 - \frac{209^2}{2 \cdot 1095} = 869 \text{ К};$$

$$\text{н) } T_4 = 865 - \frac{236^2}{2 \cdot 1095} = 840 \text{ К}.$$

4.4.9. Давление газа:

$$p_4 = p_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{m_c}{m_c - 1}};$$

$$\text{м) } p_4 = 0,1265 \left(\frac{869}{889} \right)^{4,462} = 0,1143 \text{ МПа};$$

$$\text{н) } p_4 = 0,1295 \left(\frac{840}{865} \right)^{4,467} = 0,1136 \text{ МПа}.$$

4.4.10. Плотность газа на выходе:

$$\rho_4 = \frac{3480 p_4}{T_4};$$

$$\text{м) } \rho_4 = \frac{3480 \cdot 0,1143}{869} = 0,4631 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{н) } \rho_4 = \frac{3480 \cdot 0,1136}{840} = 0,4706 \text{ кг/м}^3.$$

4.4.11. Предварительное значение угла выхода потока газа из рабочего колеса в относительном движении:

$$\beta'_4 = \arcsin \frac{G_{\Gamma}}{w_4 F_4 \rho_4};$$

$$\text{м) } \beta'_4 = \arcsin \frac{0,206}{209 \cdot 0,00432 \cdot 0,4631} = 29,515^\circ = 29^\circ 31';$$

$$\text{н) } \beta'_4 = \arcsin \frac{0,338}{236 \cdot 0,00432 \cdot 0,4706} = 44,785^\circ = 44^\circ 47'.$$

4.4.12. Величина утечки газа:

$$\text{– в осевой турбине } G_{\text{ут}} = \frac{\Delta}{h_4 \sin \beta'_4} G_{\Gamma},$$

где h_4 – высота лопаток; Δ – зазор, обычно $\Delta = 1$ мм;

– в радиально-осевой турбине (по радиальному зазору)

$$G_{\text{ут}} = 0,45 \frac{\delta_4}{b_4} \left(1 + \frac{b_4}{D_4} \right) G_{\Gamma}.$$

Величина радиального зазора $\delta_4 = (0,5 \dots 1,3)$ мм. Принимаем $\delta_4 = 0,6$ мм.

Высота лопаток на выходе

$$b_4 = \frac{D_{4\text{н}} - D_{\text{вт}}}{2} = \frac{0,080 - 0,030}{2} = 0,025 \text{ м} = 25 \text{ мм}.$$

$$\text{м) } G_{yT} = 0,45 \frac{0,6}{25} \left(1 + \frac{25}{60,4} \right) 0,206 = 0,0031 \text{ кг/с;}$$

$$\text{н) } G_{yT} = 0,45 \frac{0,6}{25} \left(1 + \frac{25}{60,4} \right) 0,338 = 0,0052 \text{ кг/с.}$$

4.4.13. Уточненная величина угла выхода газа из рабочего колеса:

$$\beta_4 = \arcsin \left(\frac{G_T - G_{yT}}{G_T} \sin \beta_4' \right);$$

$$\text{м) } \beta_4 = \arcsin \left(\frac{0,206 - 0,0031}{0,206} \sin 29^\circ 31' \right) = 29,03^\circ = 29^\circ 02';$$

$$\text{н) } \beta_4 = \arcsin \left(\frac{0,338 - 0,0052}{0,338} \sin 44^\circ 47' \right) = 43,91^\circ = 43^\circ 55'.$$

4.4.14. Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса:

$$c_{4u} = w_4 \cos \beta_4 - u_4;$$

$$\text{м) } c_{4u} = 209 \cos 29^\circ 02' - 141 = 41,7 \text{ м/с;}$$

$$\text{н) } c_{4u} = 236 \cos 43^\circ 55' - 148 = 22,0 \text{ м/с.}$$

4.4.15. Уточненная осевая составляющая абсолютной скорости:

$$c_{4a} = w_4 \sin \beta_4;$$

$$\text{м) } c_{4a} = 209 \sin 29^\circ 02' = 101,4 \text{ м/с;}$$

$$\text{н) } c_{4a} = 236 \sin 43^\circ 55' = 164,0 \text{ м/с.}$$

Отношения скоростей:

$$\text{м) } \frac{c_{4a}}{c_{3r}} = \frac{101,4}{100} = 1,014; \quad \text{н) } \frac{c_{4a}}{c_{3r}} = \frac{164}{140} = 1,17.$$

Для исключения обратных потоков и уменьшения гидравлических потерь рекомендуется иметь $c_{4a}/c_{3r} = 1 \dots 1,23$. Если $c_{4a}/c_{3r} < 1$, то необходимо уменьшить c_{3r} , если $c_{4a}/c_{3r} > 1,23$ – увеличить c_{3r} (см. п. 4.3.5).

4.4.16. Абсолютная скорость газа на выходе:

$$c_4 = \sqrt{c_{4u}^2 + c_{4a}^2};$$

$$\text{м) } c_4 = \sqrt{41,7^2 + 101,4^2} = 109,6 \text{ м/с;}$$

$$\text{н) } c_4 = \sqrt{22,0^2 + 164,0^2} = 165,5 \text{ м/с.}$$

4.4.17. Угол выхода потока по отношению к плоскости рабочего колеса:

$$\alpha_4 = 90^\circ - \arcsin \frac{c_{4u}}{c_4};$$

$$\text{м) } \alpha_4 = 90^\circ - \arcsin \left(\frac{41,7}{109,6} \right) \approx 90^\circ - 22,36 = 68^\circ;$$

$$\text{н) } \alpha_4 = 90^\circ - \arcsin \left(\frac{22,0}{164,0} \right) \approx 90^\circ - 7,71 = 82^\circ.$$

4.4.18. Потери энергии с выходной скоростью:

$$\Delta L_B = \frac{c_4^2}{2};$$

$$\text{м) } \Delta L_B = \frac{109,6^2}{2} = 6\ 006 \text{ Дж/кг};$$

$$\text{н) } \Delta L_B = \frac{165,5^2}{2} = 13\ 695 \text{ Дж/кг}.$$

4.4.19. Потери энергии вследствие утечек:

$$\Delta L_{\text{ут}} = \frac{G_{\text{ут}}}{G_{\Gamma}} H_{\text{р.к.ад}};$$

$$\text{м) } \Delta L_{\text{ут}} = \frac{0,0031 \cdot 45\ 405}{0,206} = 683 \text{ Дж/кг};$$

$$\text{н) } \Delta L_{\text{ут}} = \frac{0,0052 \cdot 50\ 317}{0,338} = 774 \text{ Дж/кг}.$$

4.4.20. Потери на лопатках рабочего колеса:

$$\Delta L_{\text{р.к}} = \left(\frac{1}{\psi_{\text{л}}^2} - 1 \right) \frac{w_4^2}{2},$$

где скоростной коэффициент для радиально-осевой турбины $\psi_{\text{л}} = 0,85 \dots 0,95$, а для осевой турбины $\psi_{\text{л}} = 0,93 \dots 0,97$. Принимаем $\psi_{\text{л}} = 0,85$ и $\psi_{\text{л}} = 0,95$;

$$\text{м) } \Delta L_{\text{р.к}} = \left(\frac{1}{0,85^2} - 1 \right) \frac{209^2}{2} = 8\ 389 \text{ Дж/кг};$$

$$\text{н) } \Delta L_{\text{р.к}} = \left(\frac{1}{0,95^2} - 1 \right) \frac{236^2}{2} = 3\ 078 \text{ Дж/кг}.$$

4.4.21. Потери трения диска рабочего колеса и вентиляционные потери:

$$L_{Т.д} = \beta \frac{D_3^2}{G_T} \left(\frac{u_3}{100} \right)^3 \rho_3,$$

где $\beta = (1,0 \dots 1,5)10^3$ – коэффициент, учитывающий форму диска. Принимаем $\beta = 1200$;

$$\text{м) } L_{Т.д} = 1200 \frac{0,114^2}{0,206} \left(\frac{265}{100} \right)^3 0,4952 = 698 \text{ Дж/кг};$$

$$\text{н) } L_{Т.д} = 1200 \frac{0,114^2}{0,338} \left(\frac{280}{100} \right)^3 0,5210 = 528 \text{ Дж/кг}.$$

4.4.22. Адиабатный КПД турбины:

$$\eta_{Т.ад} = 1 - \frac{\Delta L_{с.а} + \Delta L_{р.к} + \Delta L_{в} + \Delta L_{Т.д} + \Delta L_{ут}}{H_{Т.ад}};$$

$$\text{м) } \eta_{Т.ад} = 1 - \frac{4\ 487 + 8\ 389 + 6\ 006 + 658 + 683}{87\ 317} = 0,768;$$

$$\text{н) } \eta_{Т.ад} = 1 - \frac{4\ 981 + 3\ 078 + 13\ 695 + 528 + 774}{96\ 764} = 0,762.$$

4.4.23. Эффективный КПД турбины:

$$\eta_T = \eta_{Т.ад} \eta_{ТК.мех},$$

обычно $\eta_{ТК.мех} = 0,85 \dots 0,96$. Принимаем $\eta_{ТК.мех} = 0,92$;

$$\text{м) } \eta_T = 0,768 \cdot 0,92 = 0,707 \approx 0,71;$$

$$\text{н) } \eta_T = 0,762 \cdot 0,92 = 0,701 \approx 0,70.$$

Рассчитанное значение η_T не должно отличаться более чем на 2...3 % от ранее принятого значения при определении адиабатной работы газа в турбине $H_{Т.ад}$. В противном случае требуется повторный расчет при измененных параметрах и геометрических размерах турбины.

4.4.24. Эффективная мощность турбины:

$$N_T = H_{Т.ад} G_T \eta_T;$$

$$\text{м) } N_T = 87\ 317 \cdot 0,206 \cdot 0,71 = 12\ 770 \text{ Вт} \approx 12,8 \text{ кВт};$$

$$N_K = 12,8 \text{ кВт};$$

$$\text{н) } N_T = 96\ 764 \cdot 0,338 \cdot 0,70 = 22\ 894 \text{ Вт} \approx 22,9 \text{ кВт};$$

$$N_K = 22,9 \text{ кВт}.$$

Мощности N_T и N_K должны быть равны (см. п. 3.7.4).

4.4.25. При проектировании улиточного подвода газа к турбине (сопловым лопаткам), характерного для турбины постоянного давления, обычно принимается закон прямолинейного убывания проходного сечения улитки по ее длине. При этом максимальное начальное проходное сечение $F_{ул.маx}$ берётся равным выходному сечению выпускного трубопровода, а минимальное концевое сечение (во избежание большой шумности турбины при работе) $F_{ул.миn} = (0,1...0,15)F_{ул.маx}$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии изложена методика газодинамического расчета компрессора и турбины для поршневых двигателей внутреннего сгорания. Приведены рекомендации по выбору опытных параметров, зависимостей, а также критерии оценки получаемых результатов. Рассмотрены вопросы согласования характеристик компрессора и двигателя.

Учебное пособие содержит справочные данные по характеристикам турбокомпрессоров и их конструкциям.

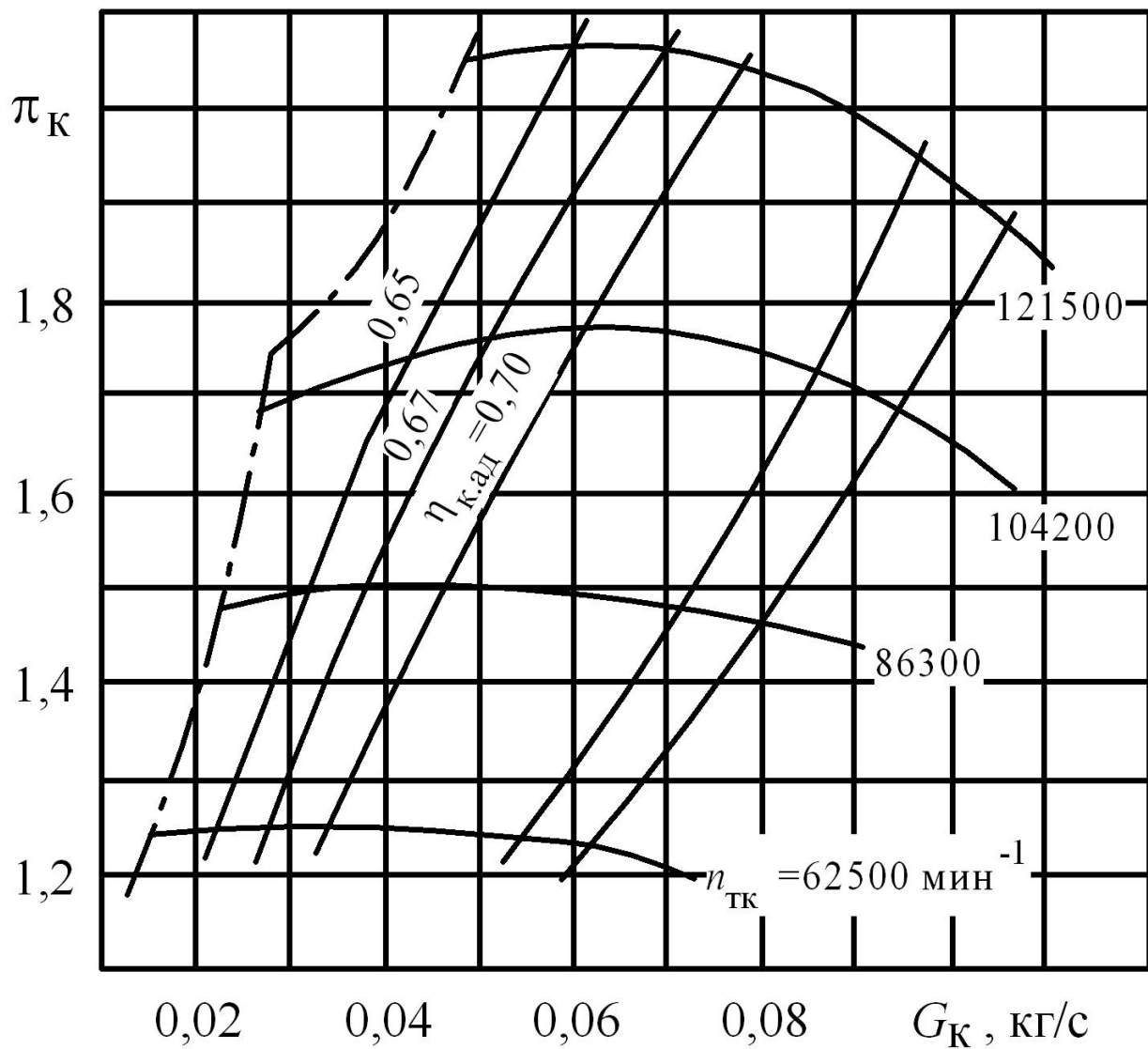
При работе над курсовым проектом по дисциплине «Агрегаты наддува» расчеты рекомендуется выполнять на ЭВМ, в каждом случае обосновывая значения принимаемых параметров и анализируя полученные результаты. Учебное пособие предполагает, что к программам расчетов на ЭВМ имеются соответствующие методические указания по их использованию.

Материал, изложенный в учебном пособии, предназначен для студентов всех форм обучения.

Авторы будут признательны за замечания и предложения по учебному пособию, которые следует направлять по адресу: 600000, г. Владимир, ул. Горького, 87, кафедра ТДиЭУ. Электронная почта: ignatov_ms@mail.ru.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Универсальные характеристики турбокомпрессоров



Вариант № 1. Характеристика турбокомпрессора ТКР 5,5 (Россия)

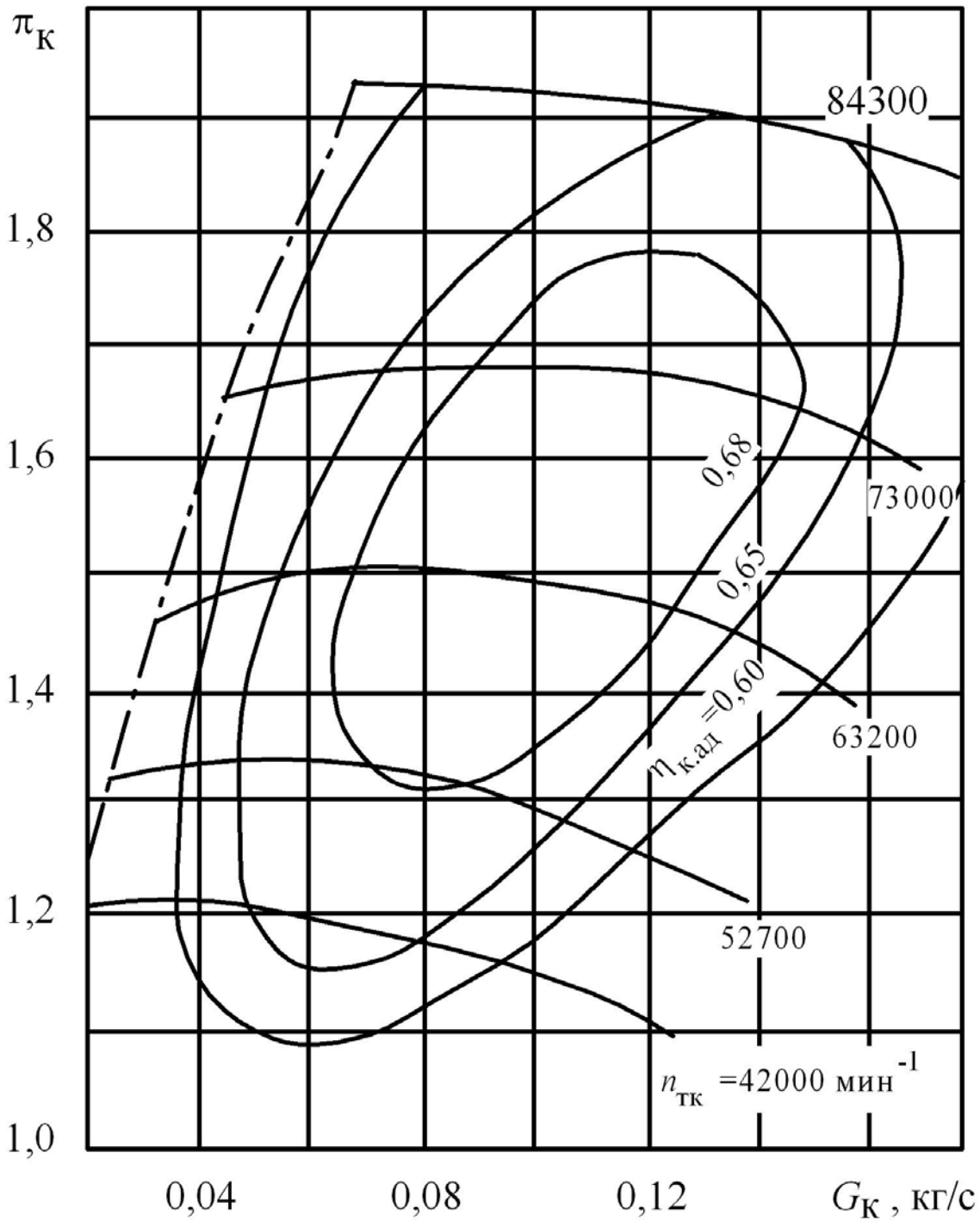
Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 55 мм; турбины – 53 мм

Максимальный КПД турбины – 0,67

Выходное отверстие из компрессора – 35 мм

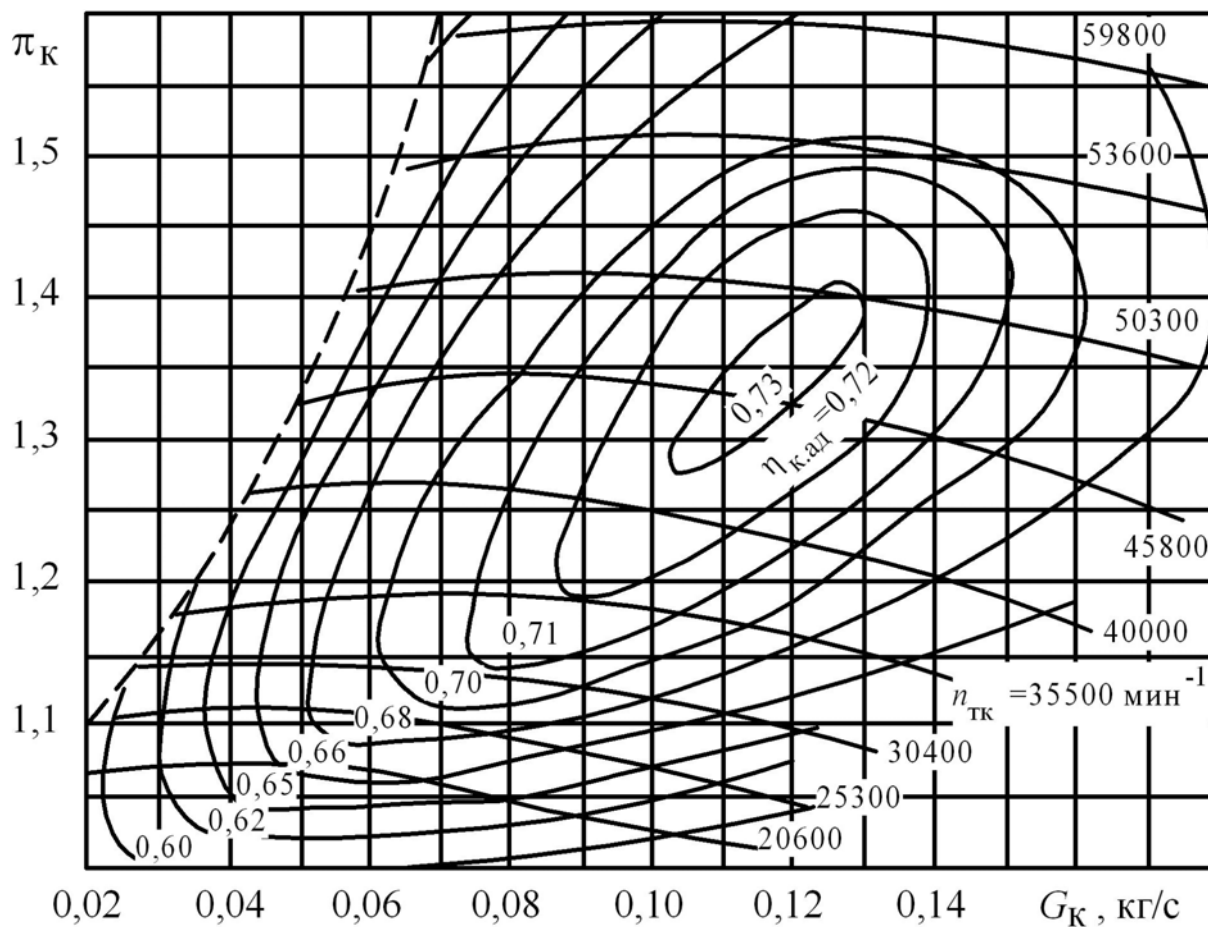
Входное отверстие в турбину – 48 мм



Вариант № 2. Характеристика ТКР 7 (Россия)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 70 мм; турбины – 67 мм
 Максимальный КПД турбины – 0,66
 Выходное отверстие из компрессора – 45 мм
 Входное отверстие в турбину – 50 мм



Вариант № 3. Характеристика турбокомпрессора ТКР 8,5 (Россия)

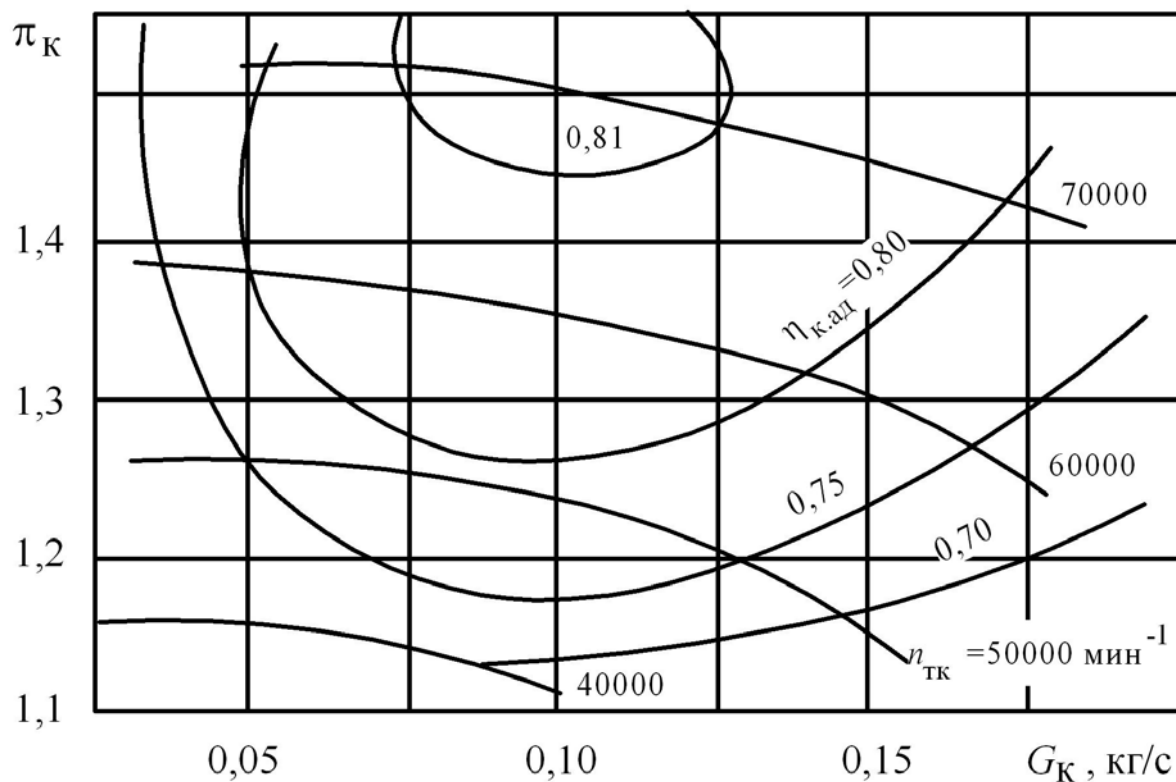
Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 85 мм; турбины – 85мм

Максимальный КПД турбины – 0,70

Выходное отверстие из компрессора – 48 мм

Входное отверстие в турбину – 55 мм



Вариант № 4. Характеристика турбокомпрессора ТКР 8,5с-6 с колесом компрессора закрытого типа (Россия)

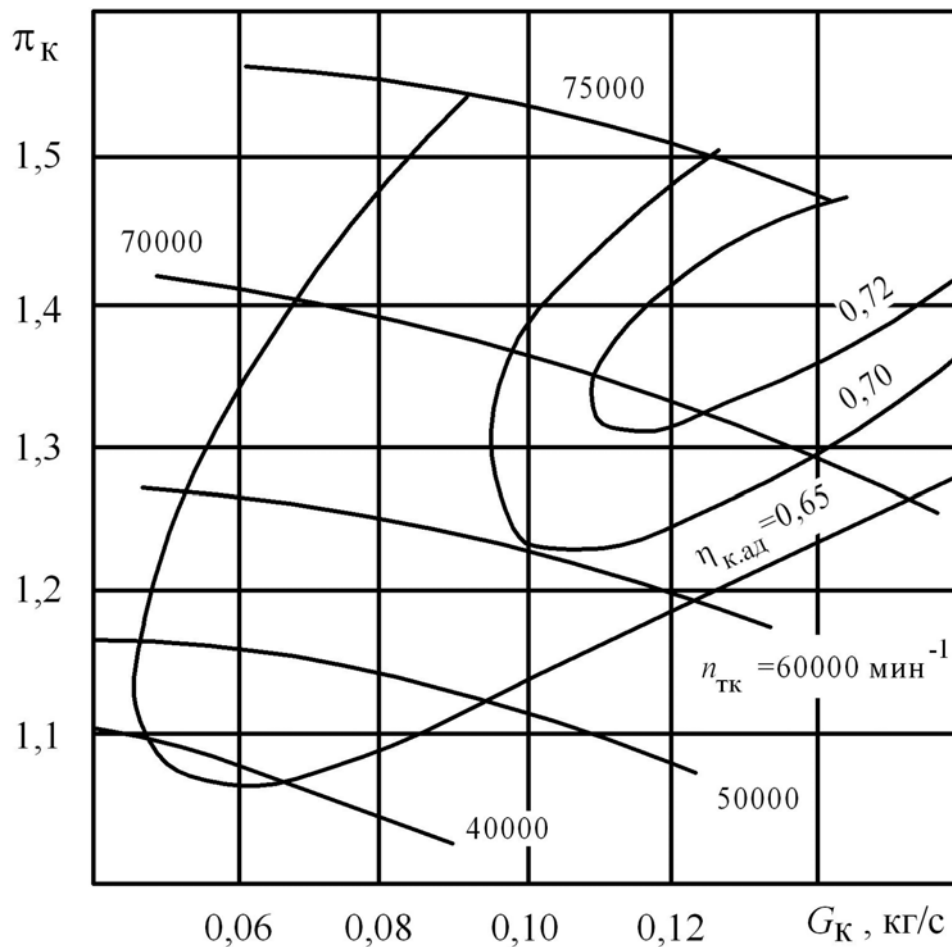
Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 85 мм; турбины – 85 мм

Максимальный КПД турбины – 0,72

Выходное отверстие из компрессора – 48 мм

Входное отверстие в турбину – 55 мм



Вариант № 5. Характеристика турбокомпрессора ТКР 8,5с-6 с колесом компрессора сложного пространственного профилирования (Россия)

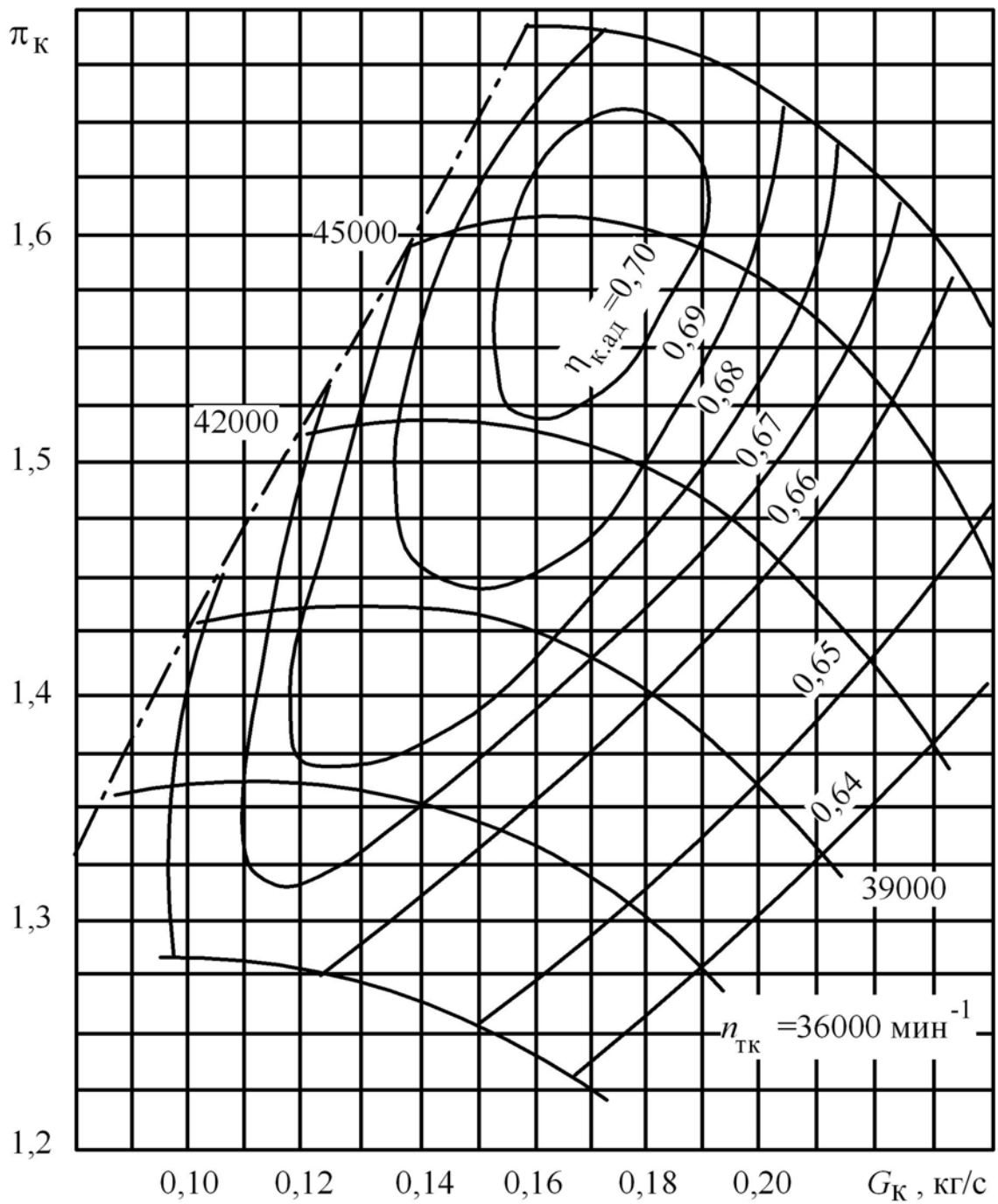
Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 85 мм; турбины – 85 мм

Максимальный КПД турбины – 0,70

Выходное отверстие из компрессора – 48 мм

Входное отверстие в турбину – 55 мм

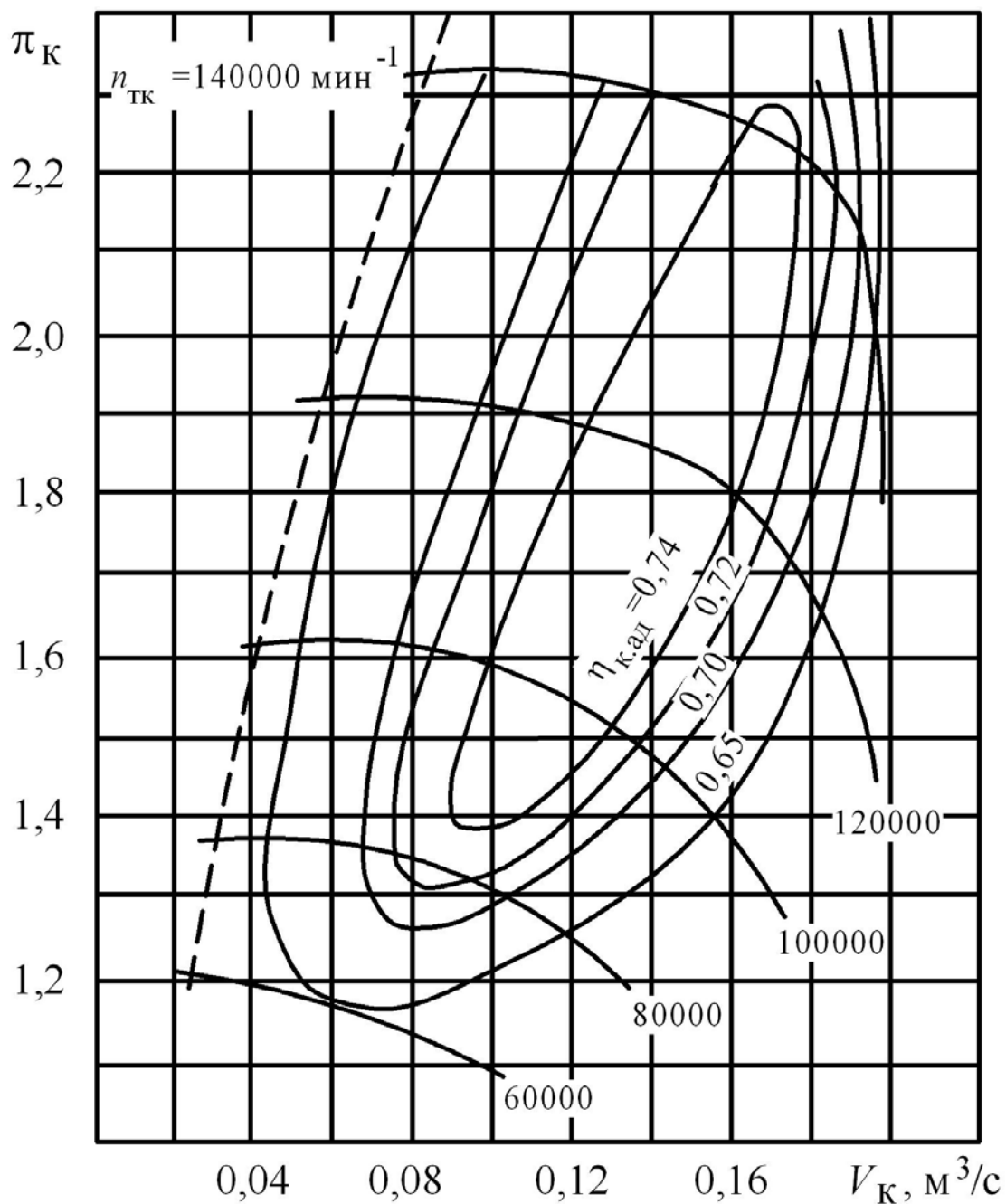


Вариант № 6. Характеристика турбокомпрессора ТКР 11Н (Россия)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 110 мм; турбины – 110 мм

Максимальный КПД турбины – 0,68



Вариант № 7. Характеристика турбокомпрессора C13 (Чехословакия)

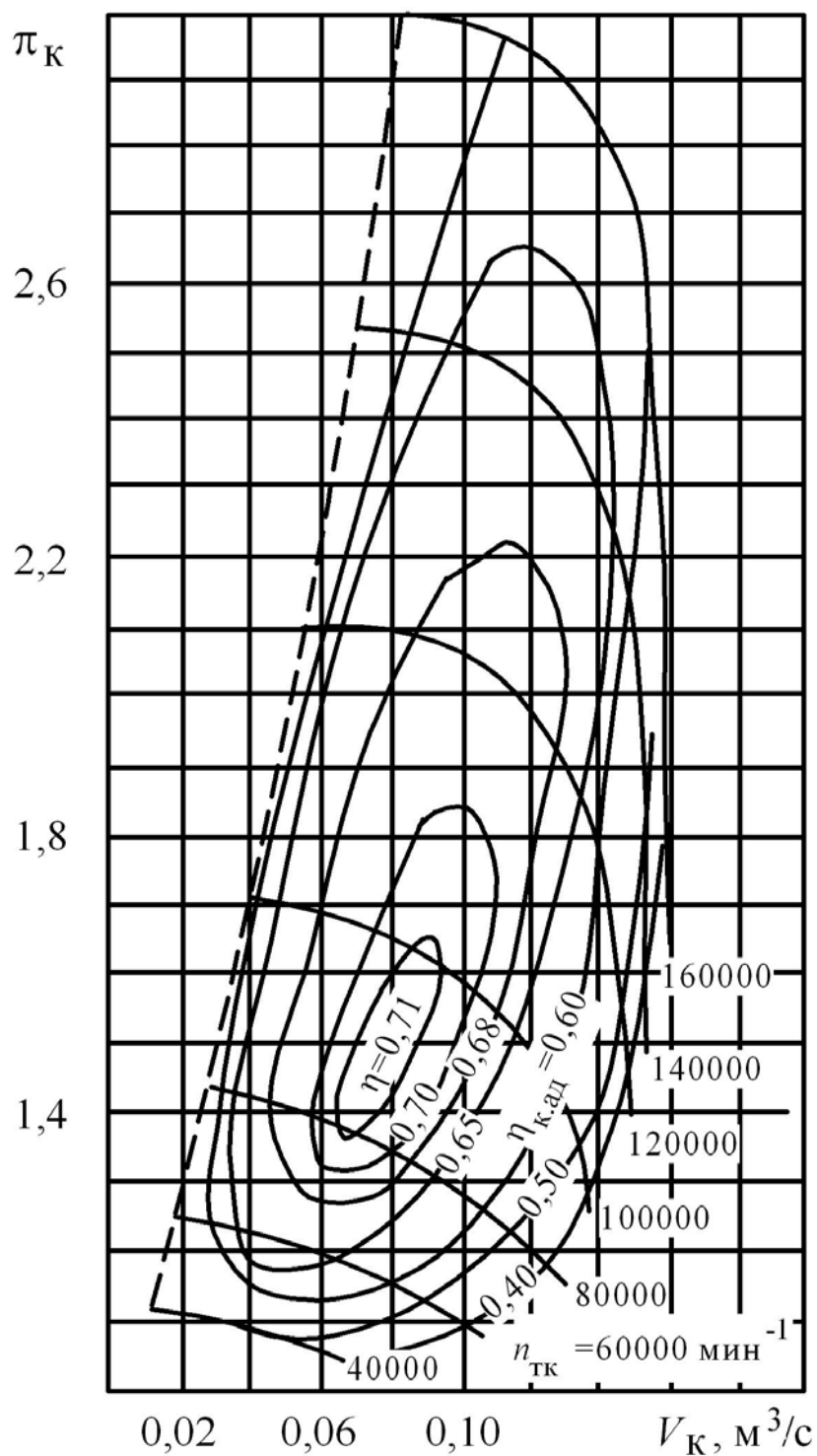
Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 55 мм; турбины – 46 мм

Максимальный КПД турбины – 0,72

Выходное отверстие из компрессора – 40 мм

Входное отверстие в турбину – 40 мм

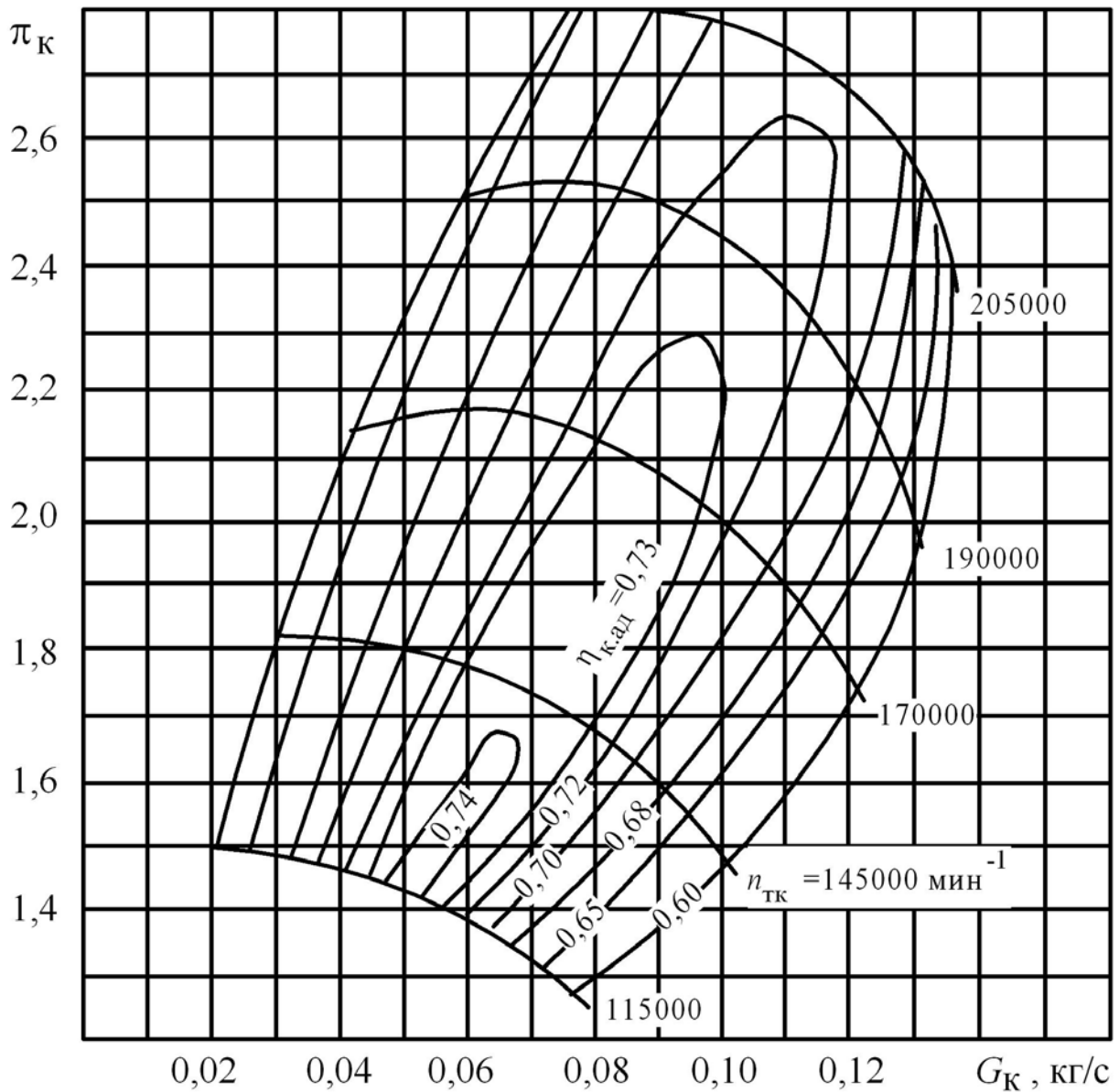


Вариант № 8. Характеристика турбокомпрессора С14 (Чехословакия)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 60 мм; турбины – 50 мм

Максимальный КПД турбины – 0,68



Вариант № 9. Характеристика турбокомпрессора TD-03-06G
(Mitsubishi, Япония)

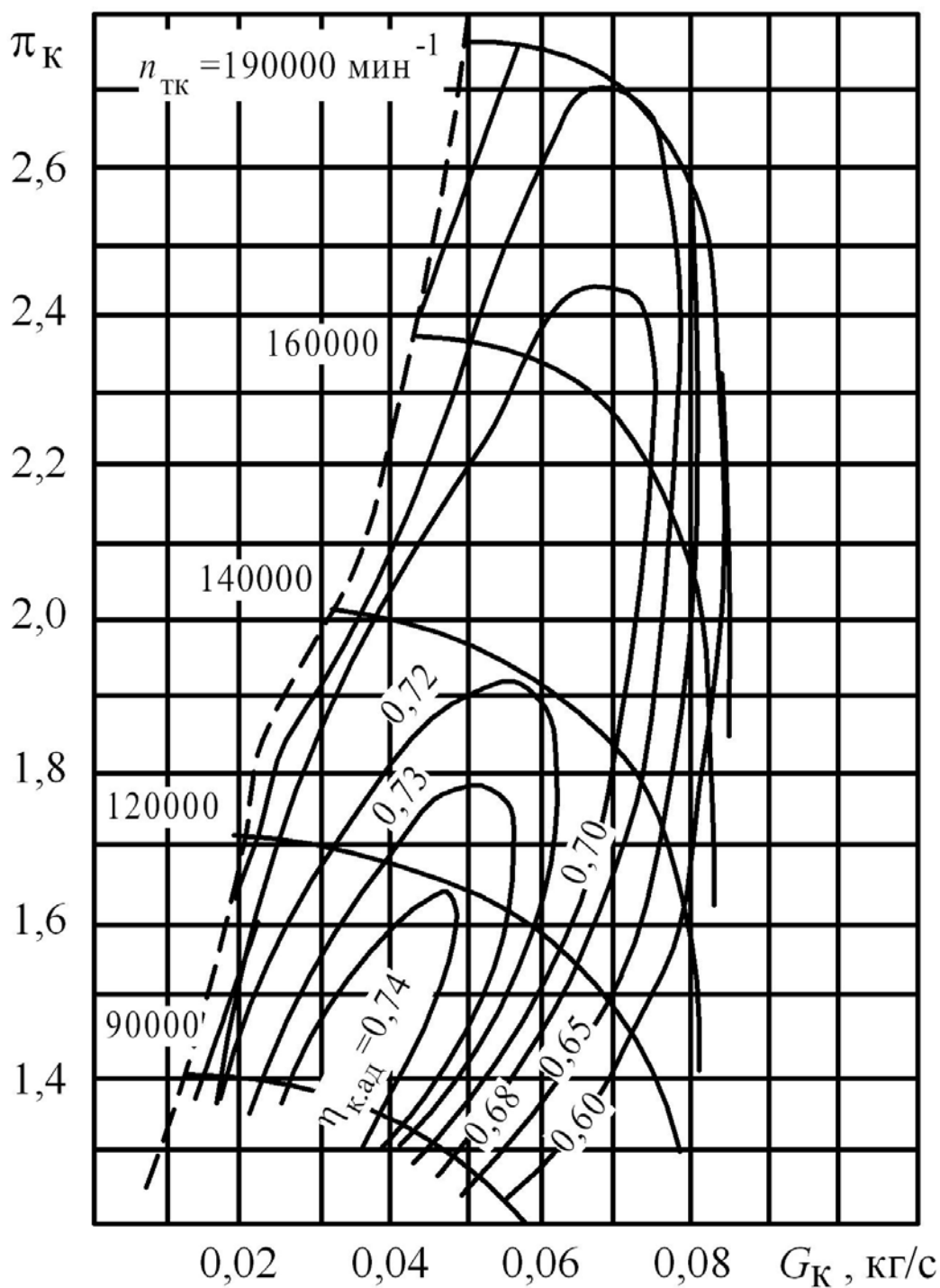
Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 40 мм; турбины – 40 мм

Максимальный КПД турбины – 0,72

Выходное отверстие из компрессора – 25 мм

Входное отверстие в турбину – 34 мм

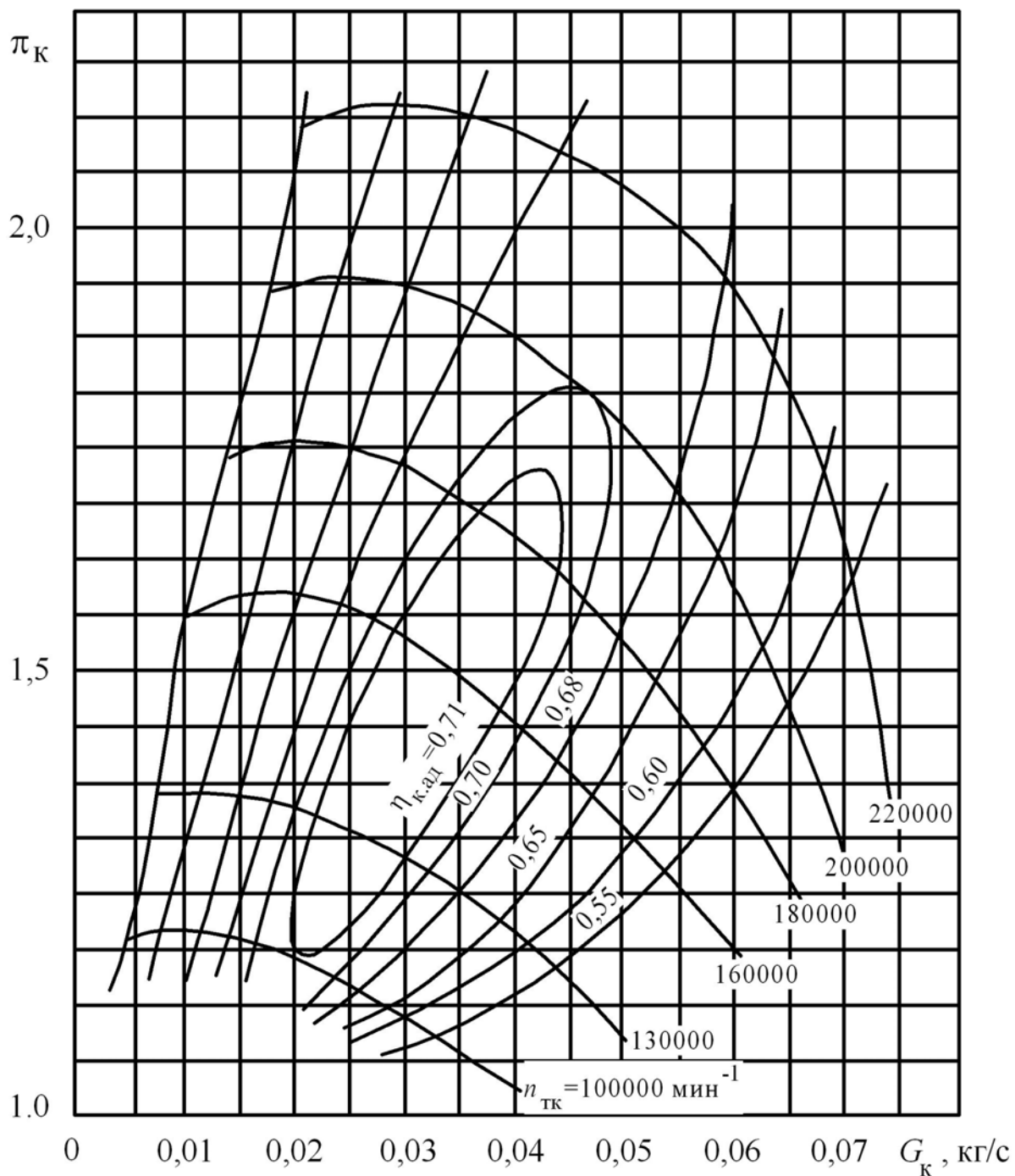


Вариант № 10. Характеристика турбокомпрессора TD-04-05B
(Mitsubishi, Япония)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 49 мм; турбины – 47 мм

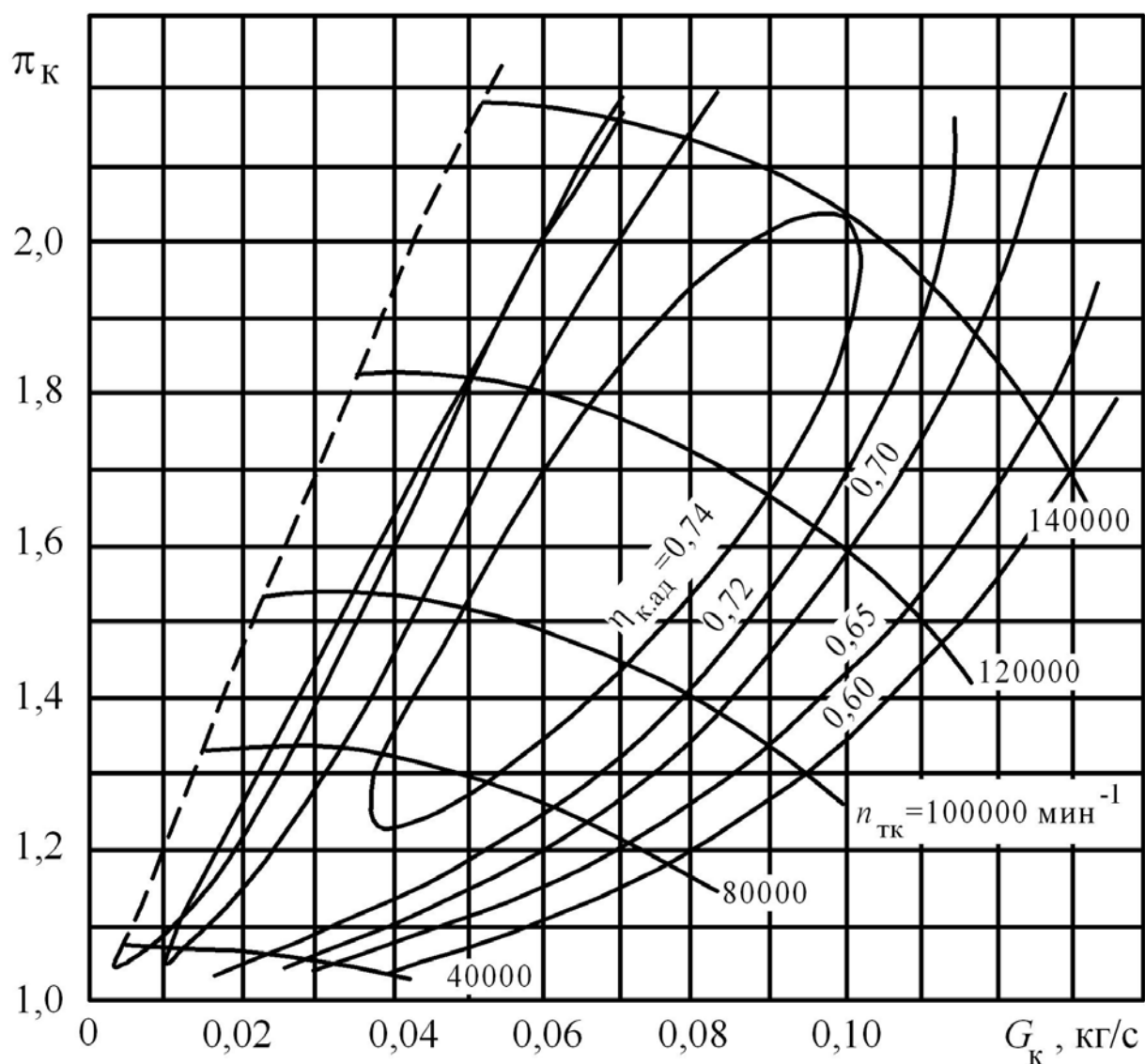
Максимальный КПД турбины – 0,72



Вариант № 11. Характеристика турбокомпрессора RНВ 3, модель 255А
(ИИ, Япония)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 38 мм; турбины – 40 мм
Максимальный КПД турбины – 0,70

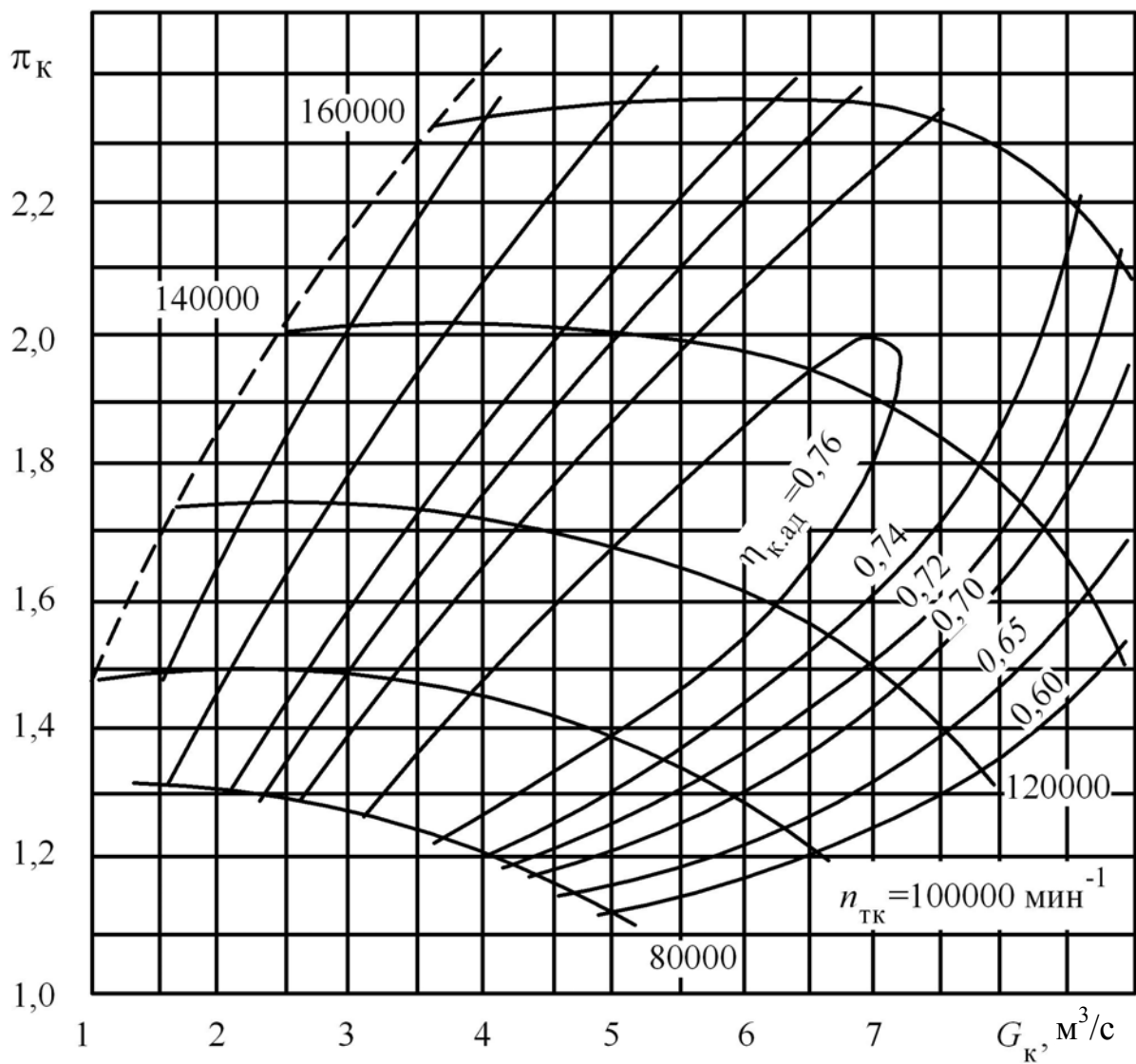


Вариант № 12. Характеристика турбокомпрессора RHB 5, модель 384С
(ИИ, Япония)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 48 мм; турбины – 50 мм

Максимальный КПД турбины – 0,72

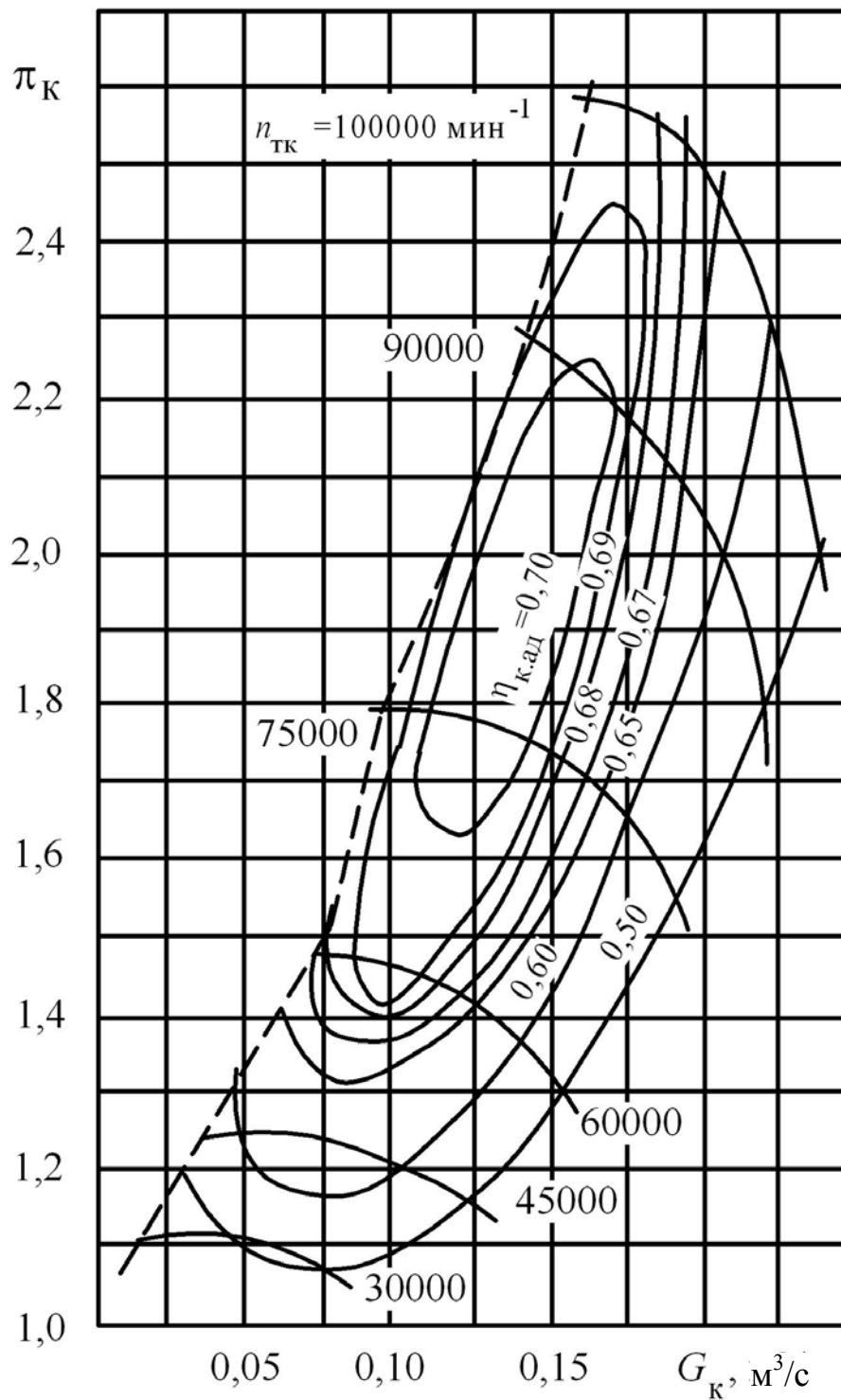


Вариант № 13. Характеристика турбокомпрессора RHB 5, модель 4016E
(ИИ, Япония)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 48 мм; турбины – 50 мм

Максимальный КПД турбины – 0,72

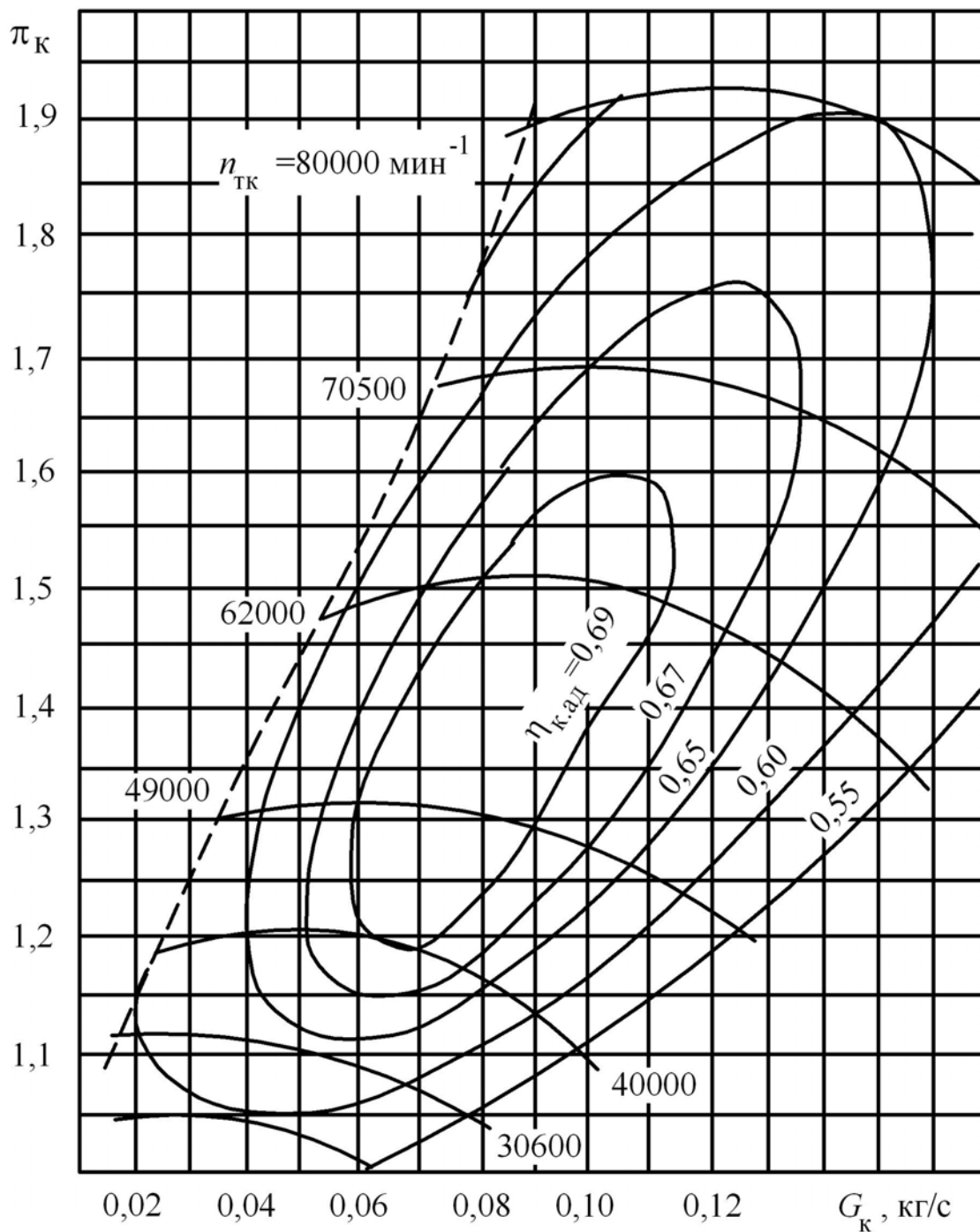


Вариант № 14. Характеристика турбокомпрессора EB-02

Справочная информация

Максимальный КПД турбины – 0,70

Выходное отверстие из компрессора – 46 мм

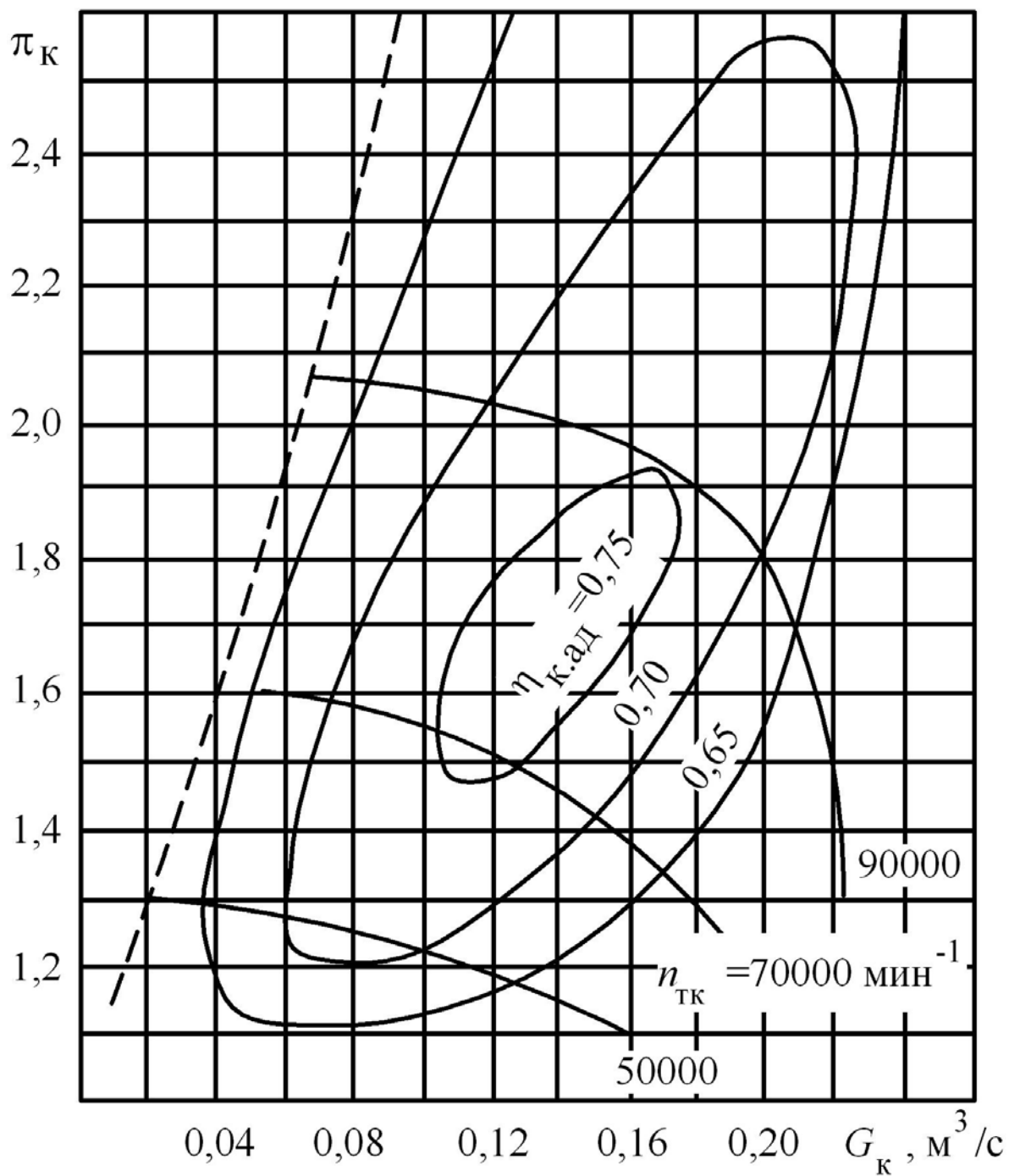


Вариант № 15. Характеристика турбокомпрессора САV-100
(САV, Великобритания)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 70 мм; турбины – 70 мм

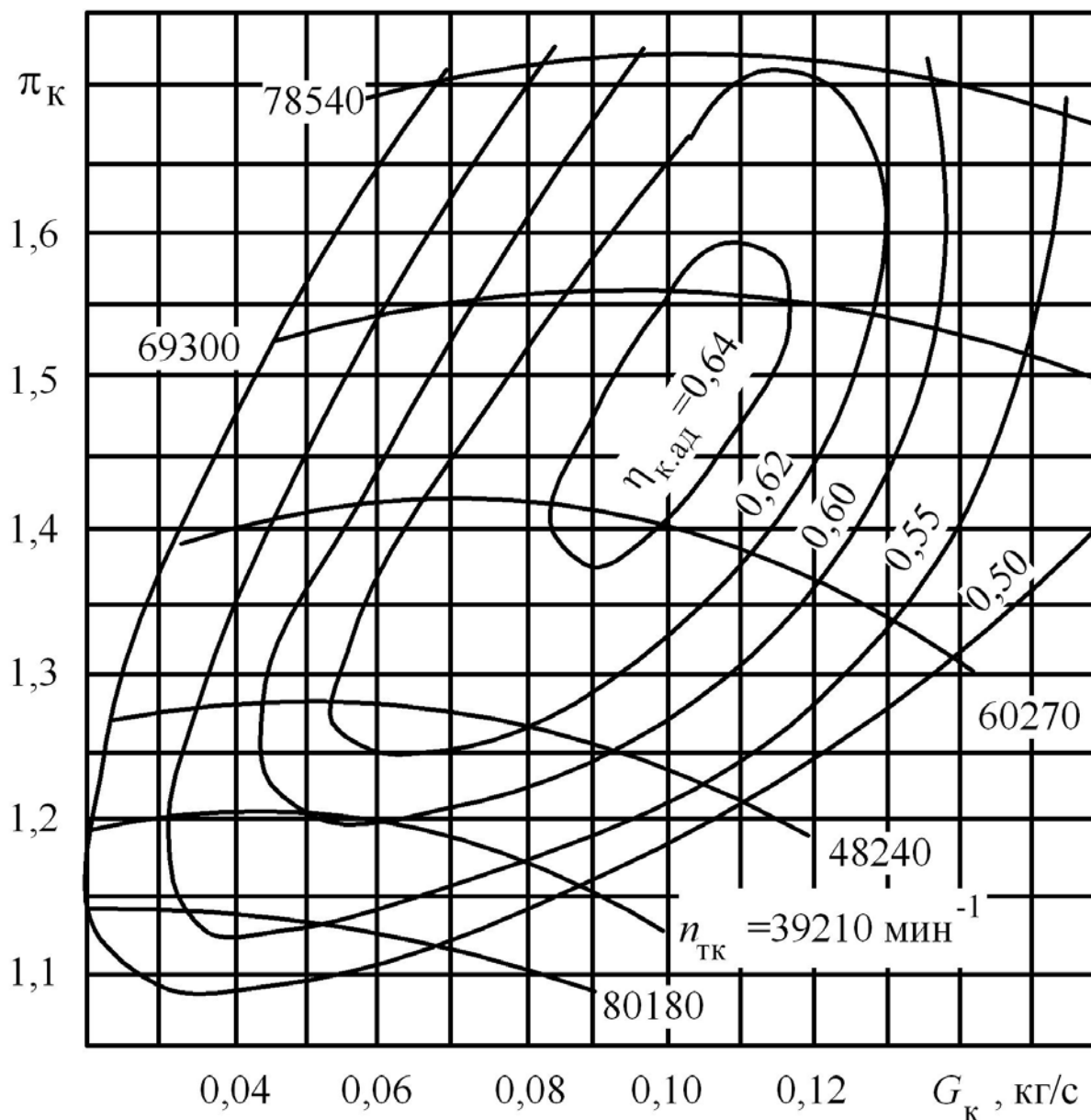
Максимальный КПД турбины – 0,67



Вариант № 16. Характеристика турбокомпрессора К-27/3060G
(ККК, Германия)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 72 мм; турбины – 70 мм
Максимальный КПД турбины – 0,72

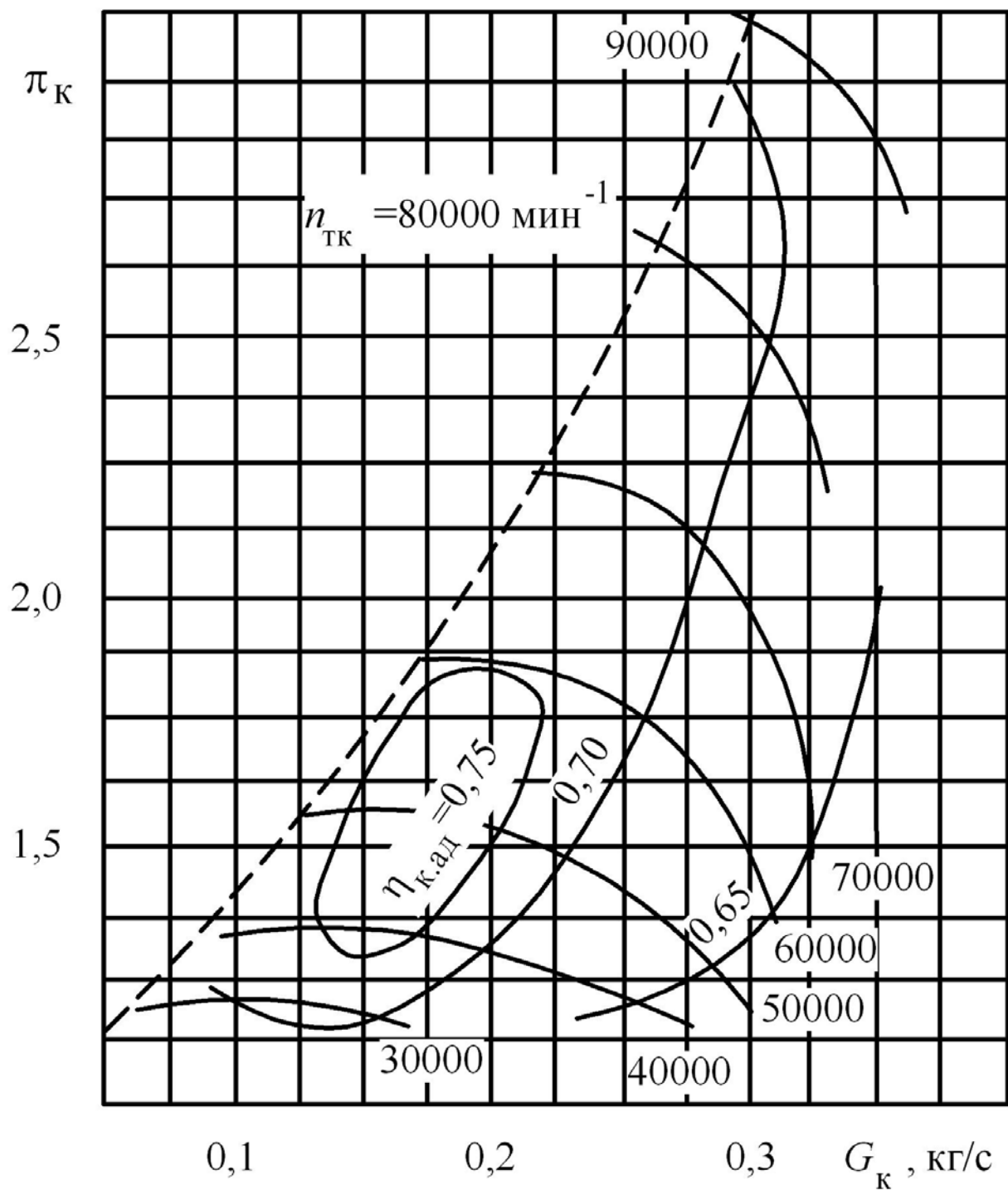


Вариант № 17. Характеристика турбокомпрессора T-04 (Garrett, США)

Справочная информация

Диаметры рабочих колес: компрессора – 60 мм; турбины – 60 мм

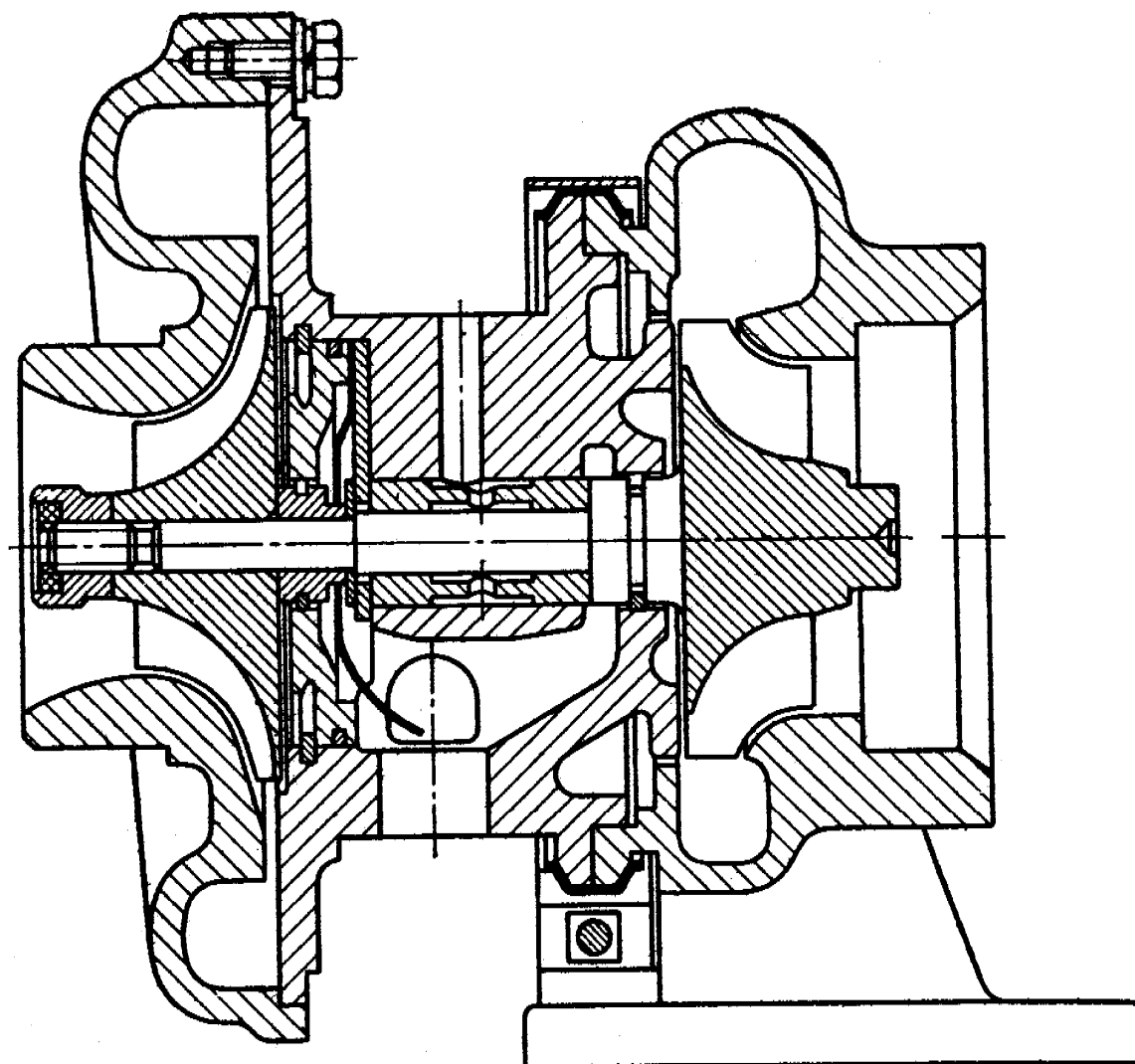
Максимальный КПД турбины – 0,65



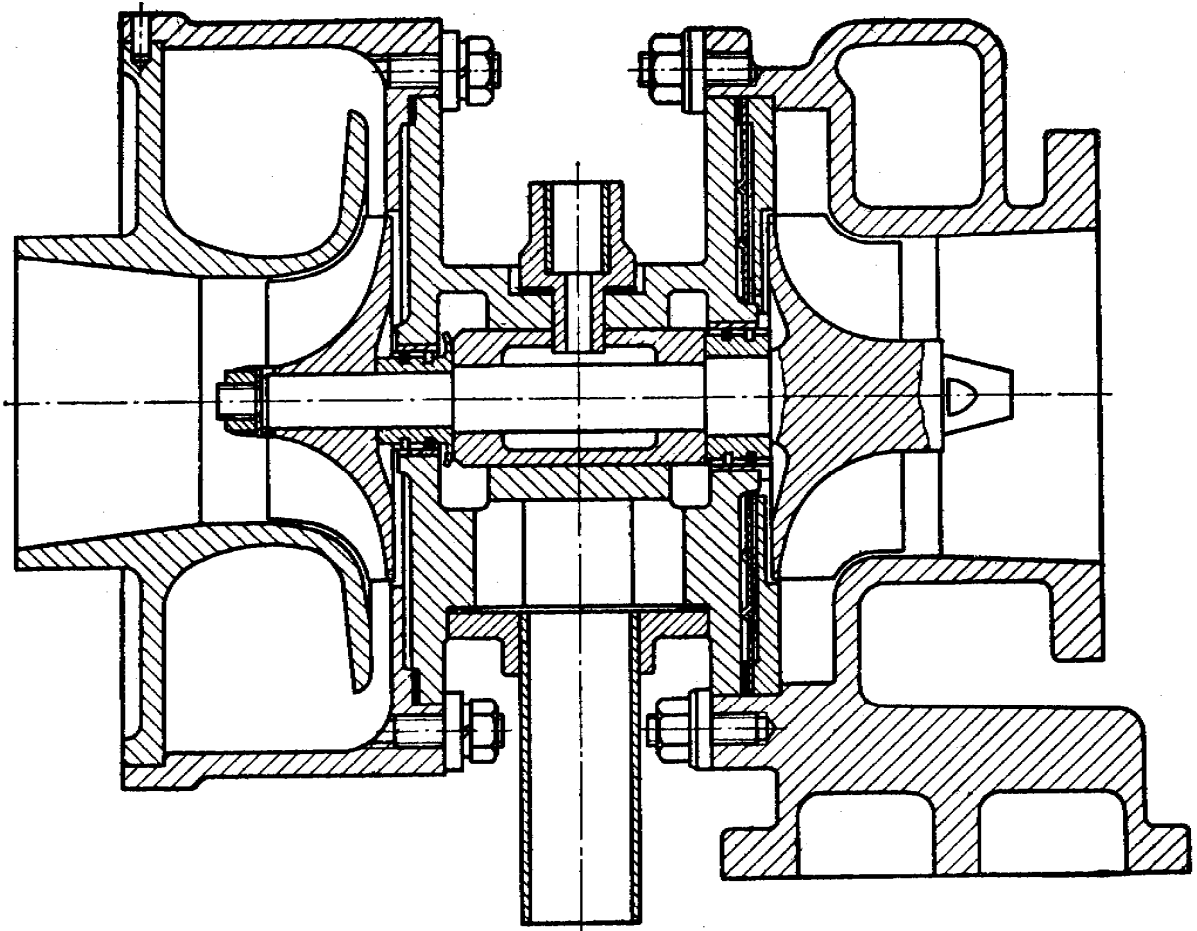
Вариант № 18. Характеристика турбокомпрессора KTR-100
(Комацу, Япония)

Справочная информация
Максимальный КПД турбины – 0,72

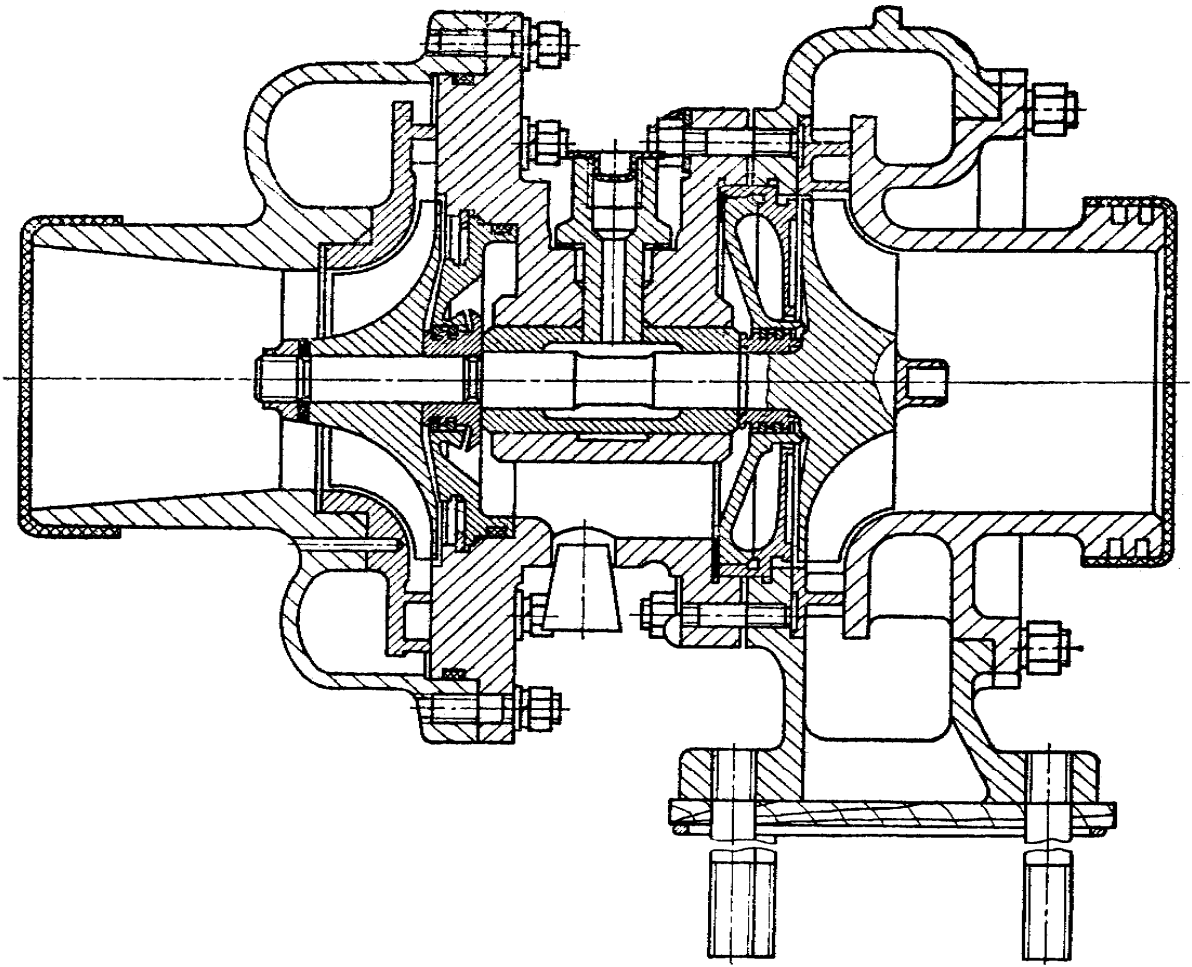
Конструкции турбокомпрессоров



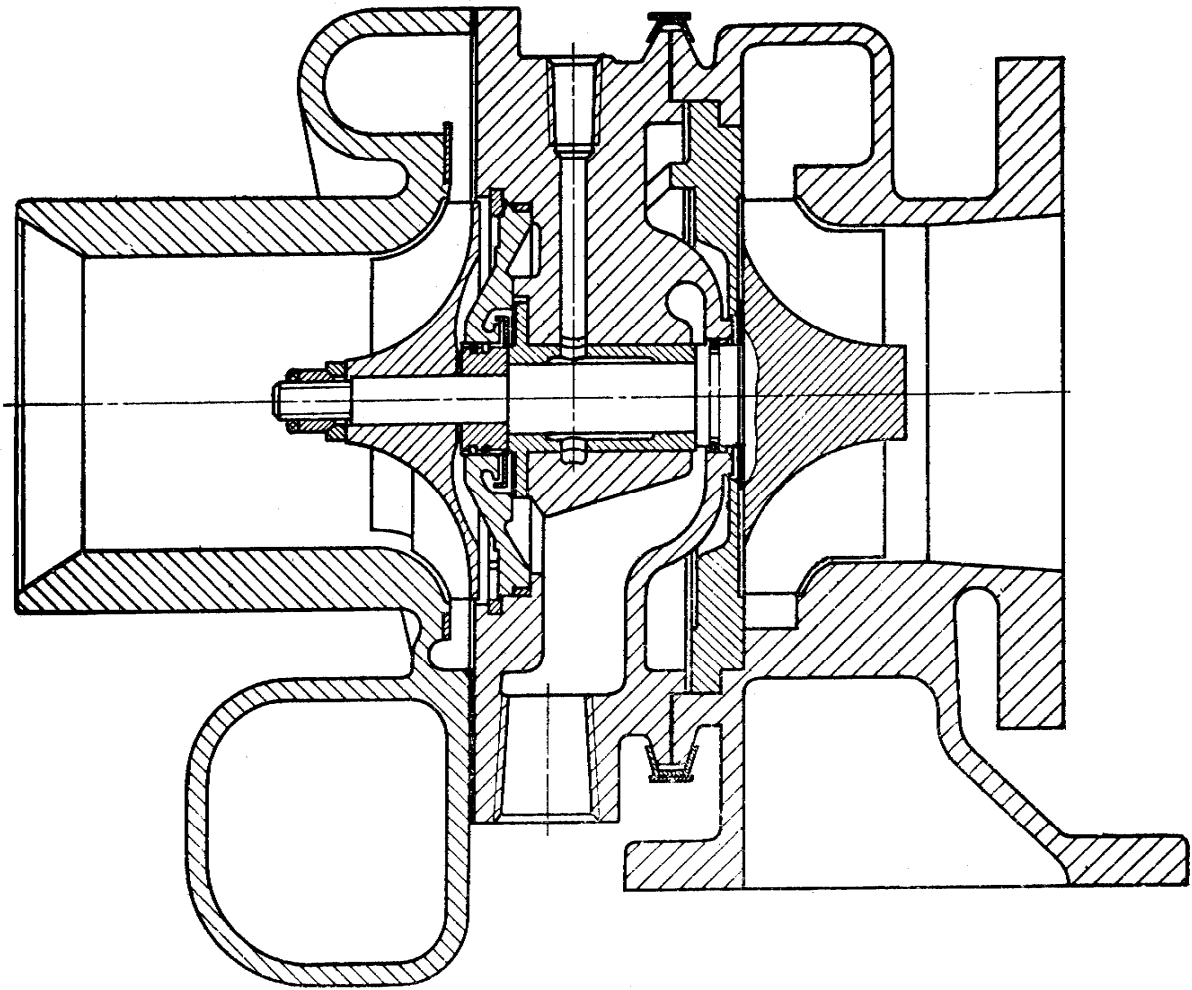
Вариант 1



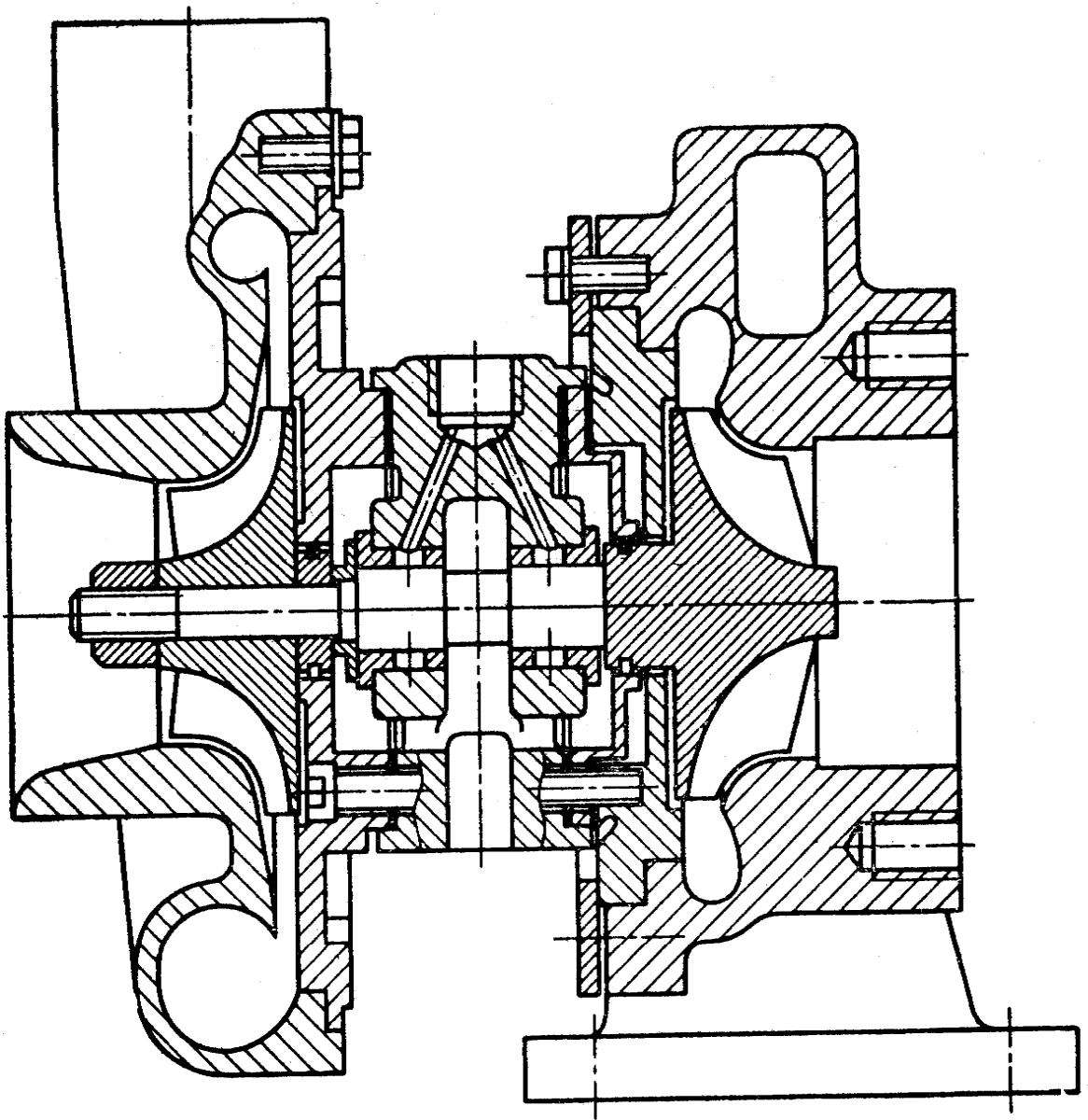
Вариант 2



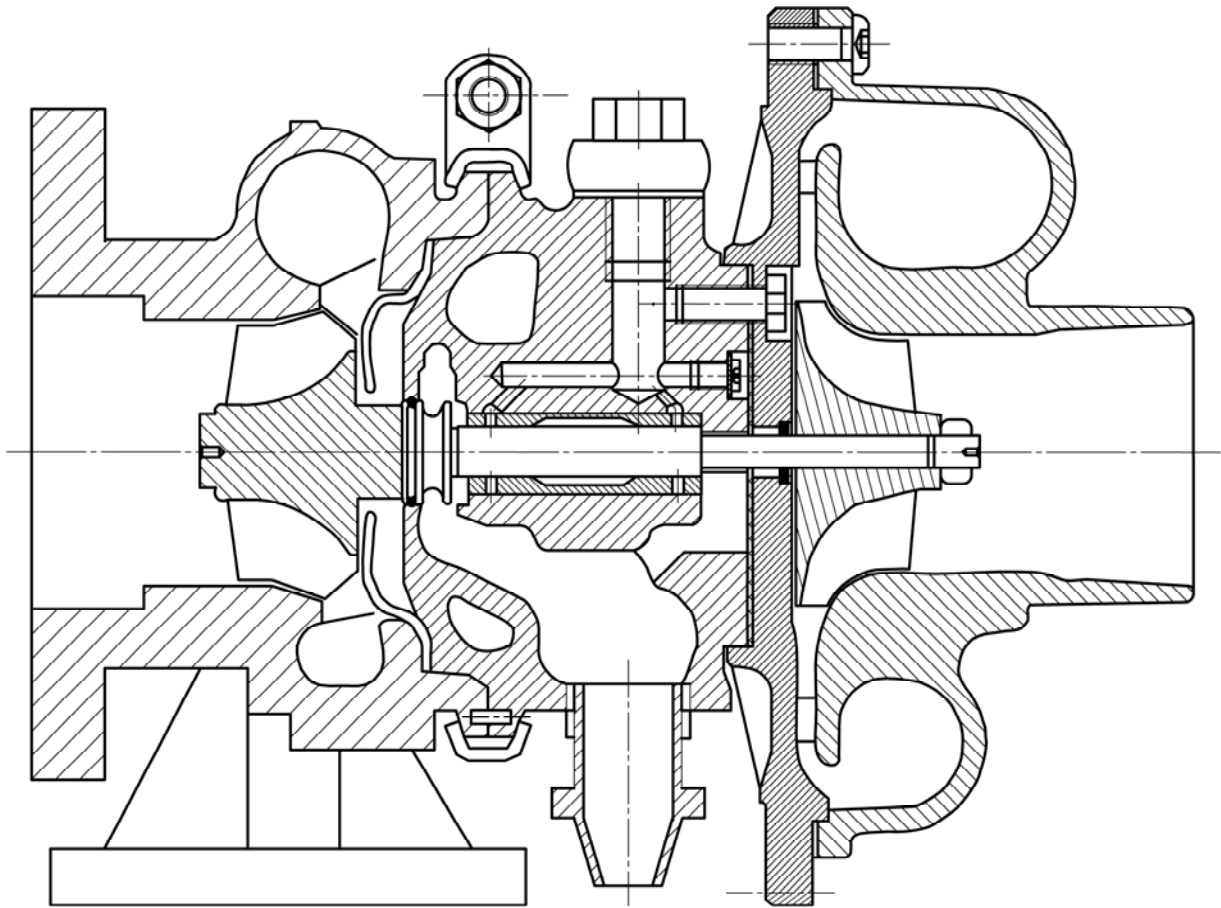
Вариант 3



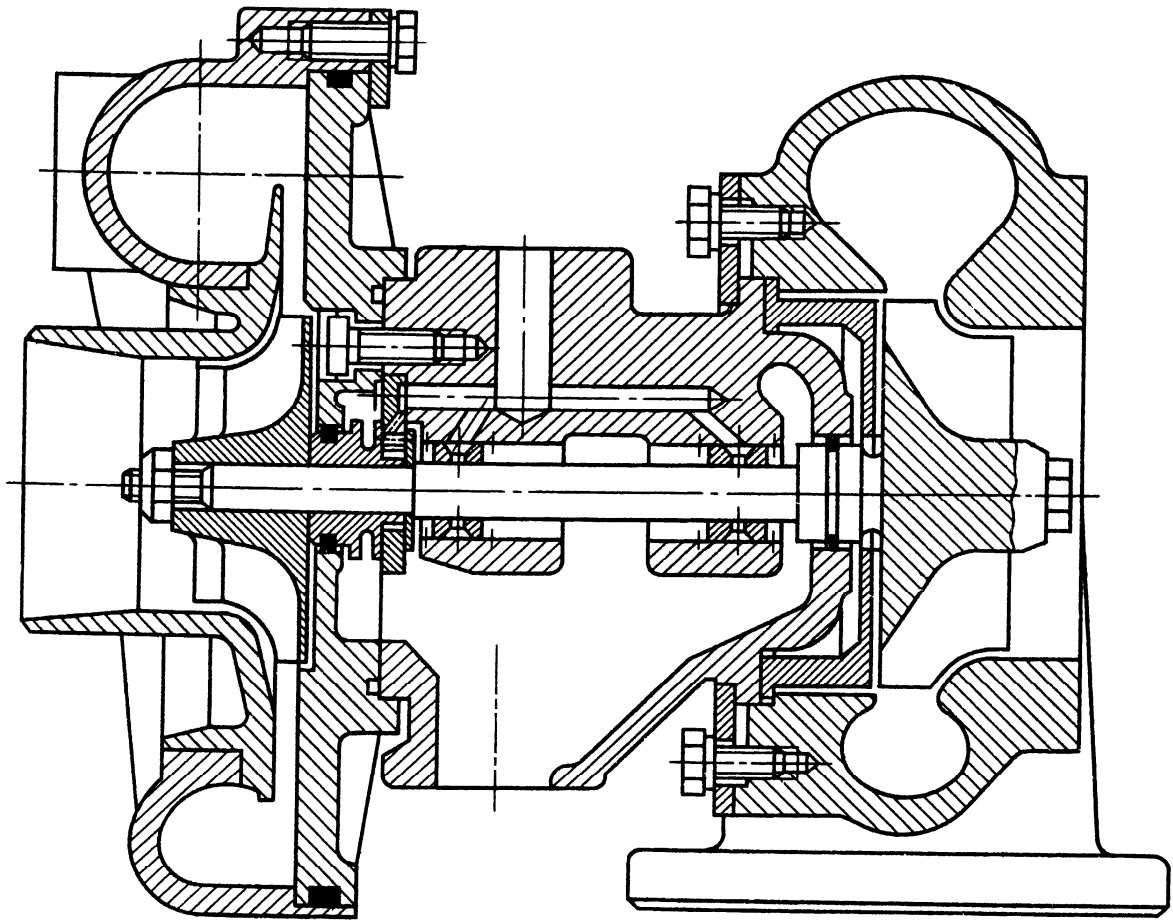
Вариант 4



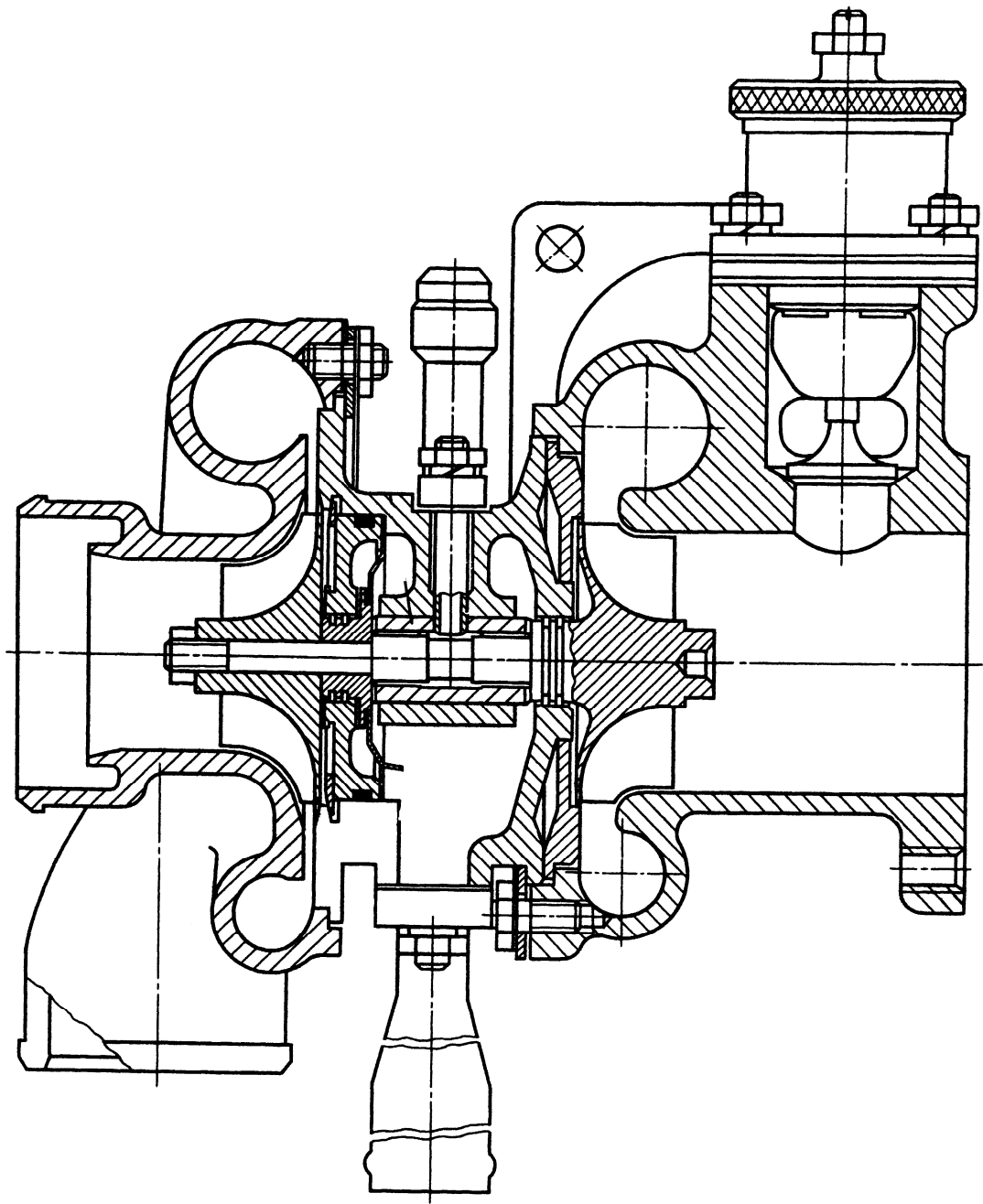
Вариант 5



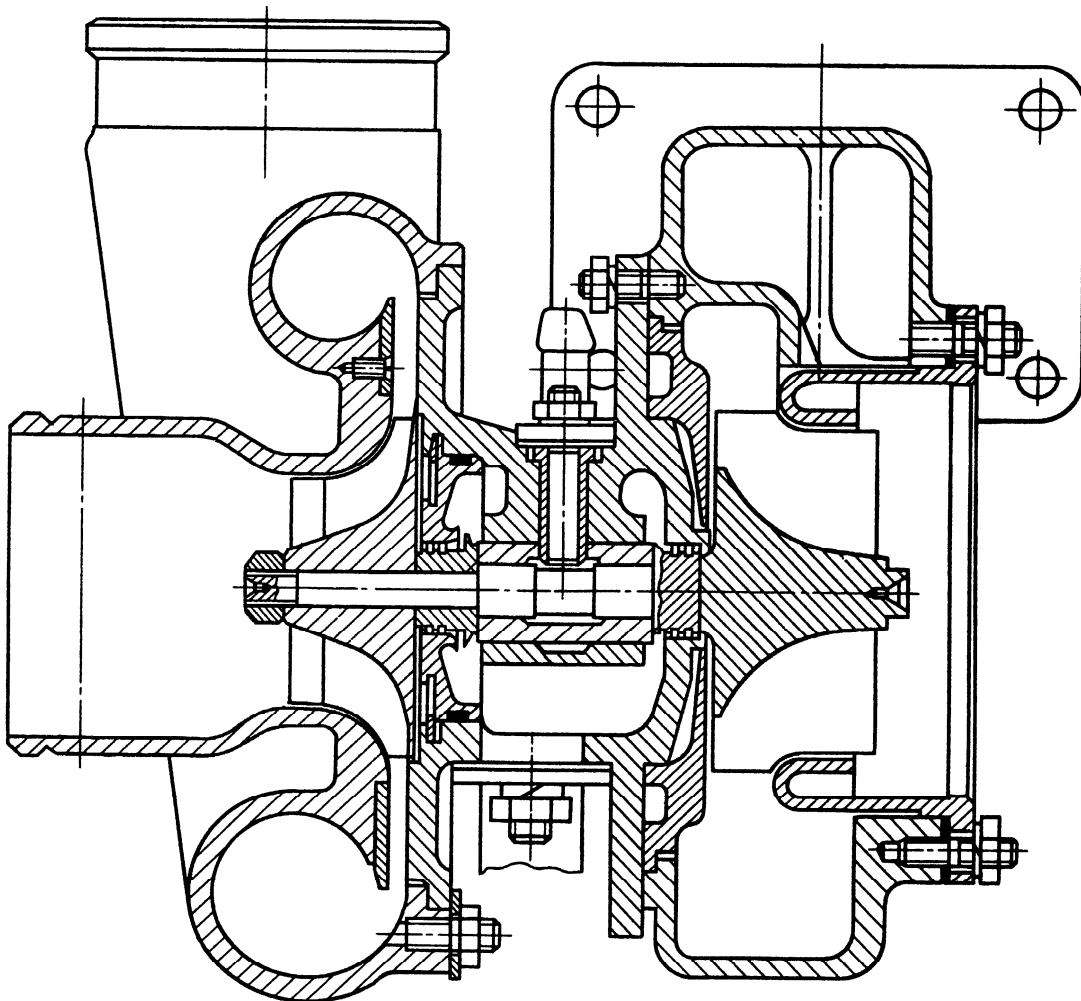
Вариант 6



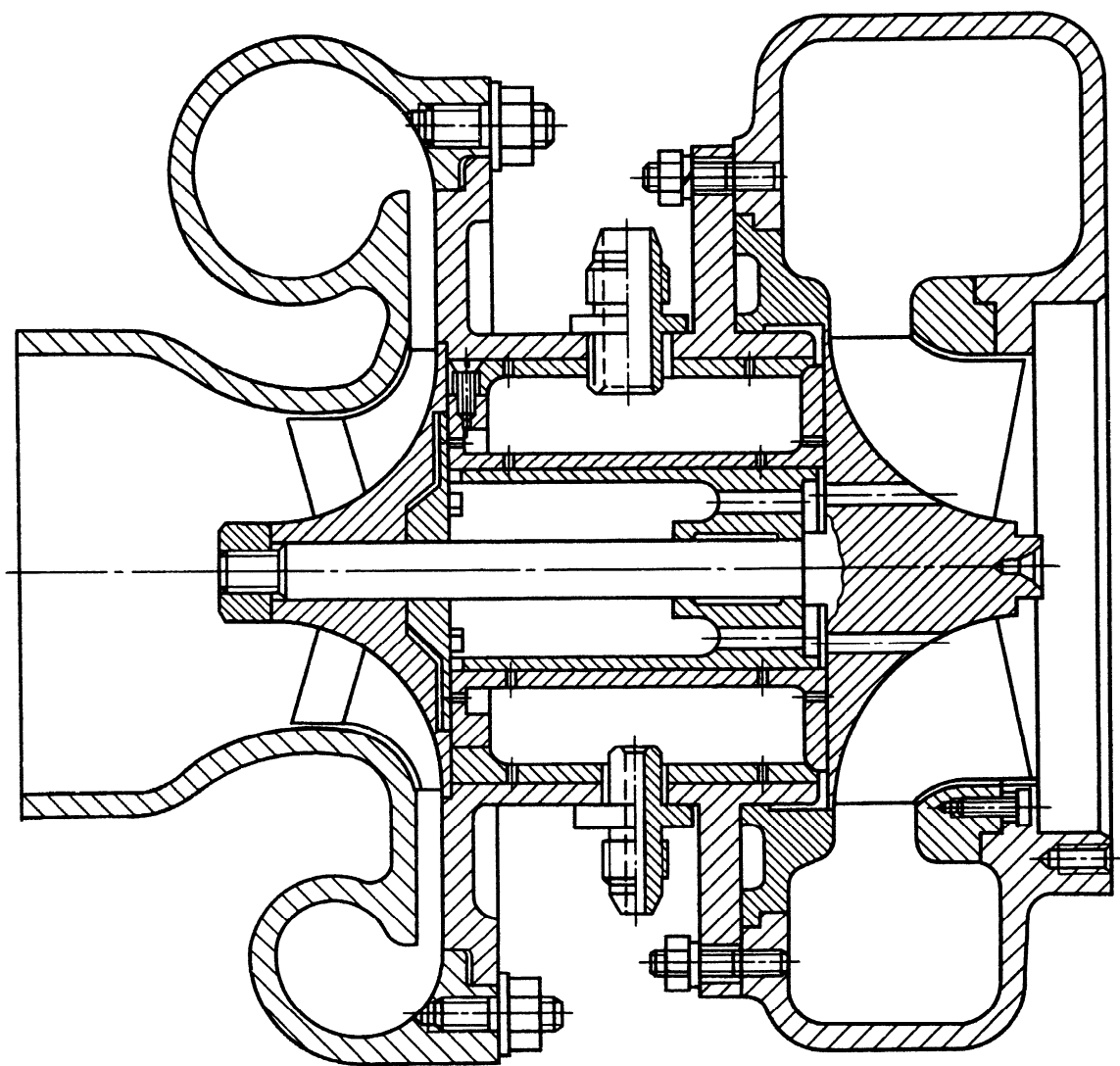
Вариант 7



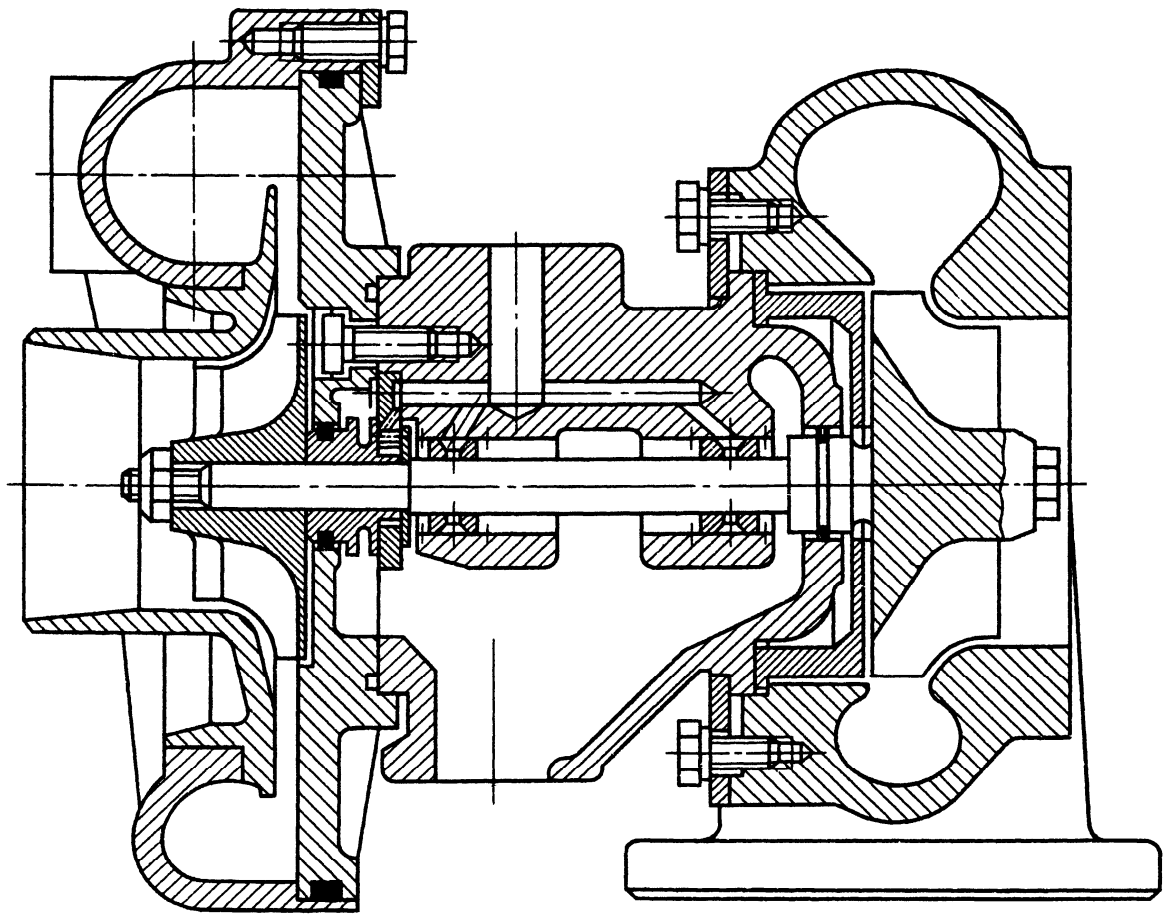
Вариант 8



Вариант 9

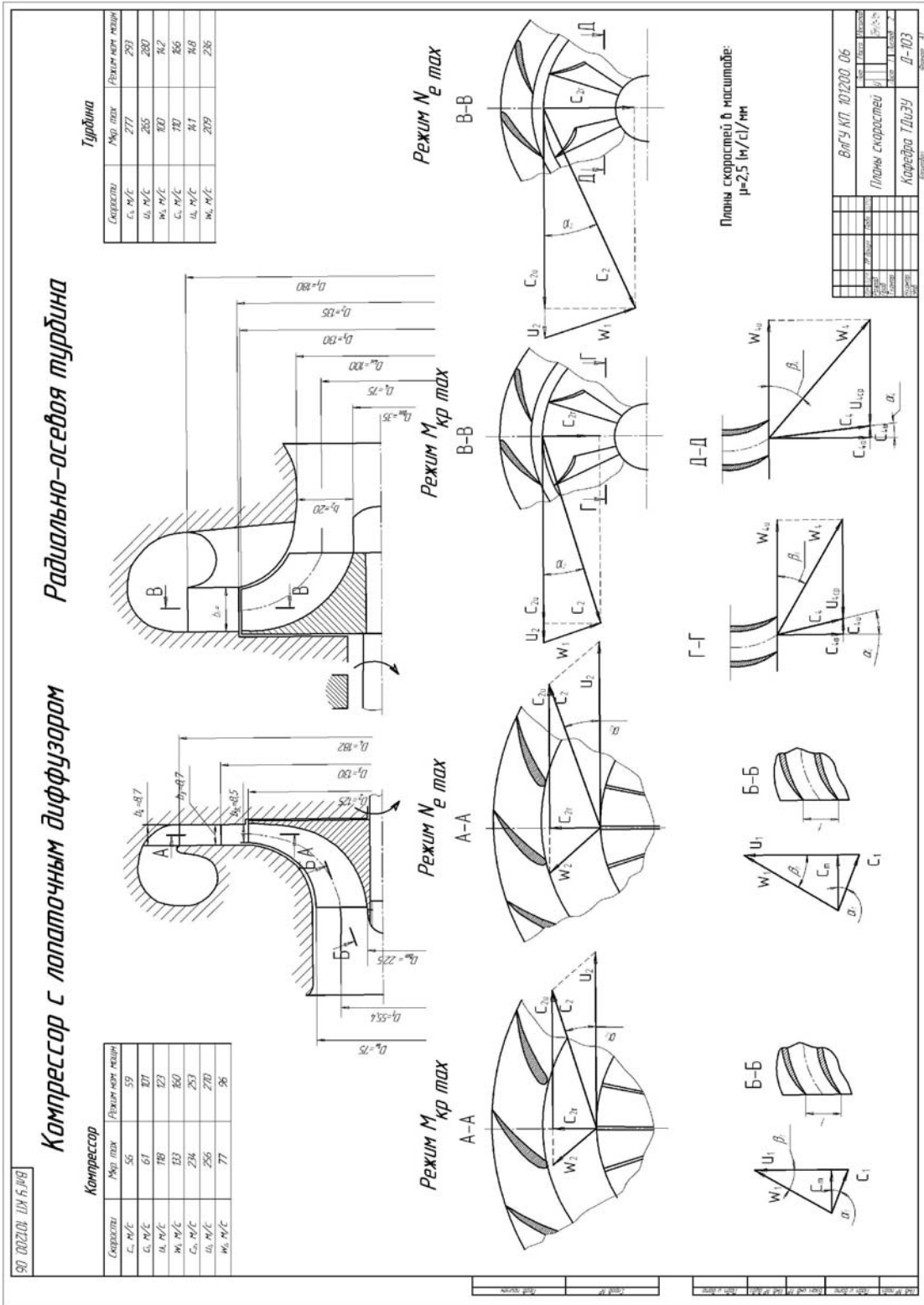


Вариант 10



Вариант 11

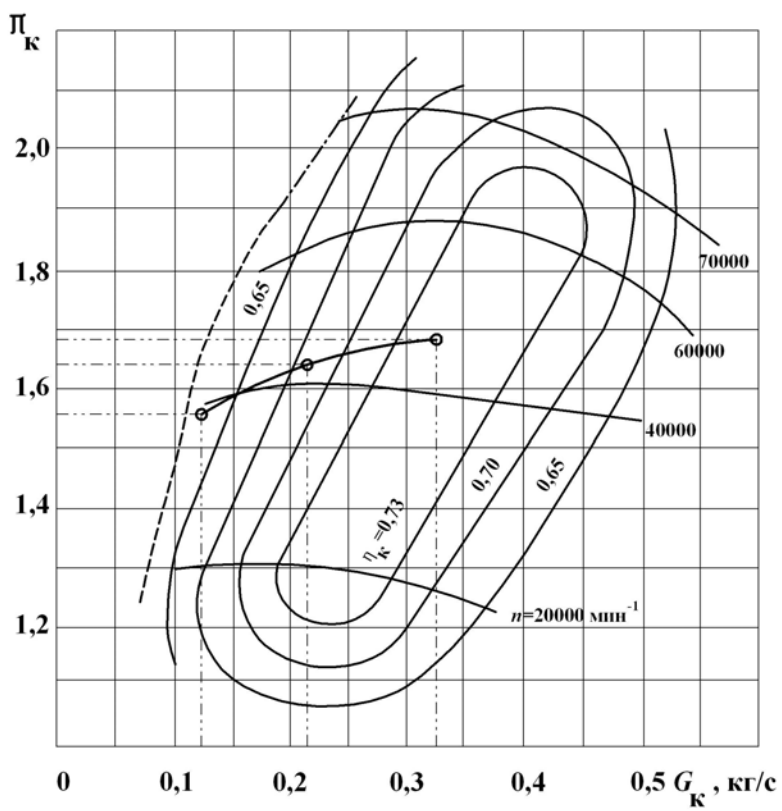
Планы скоростей



Совмещение характеристик двигателя и компрессора

ВлГУ. КП. 14.0501

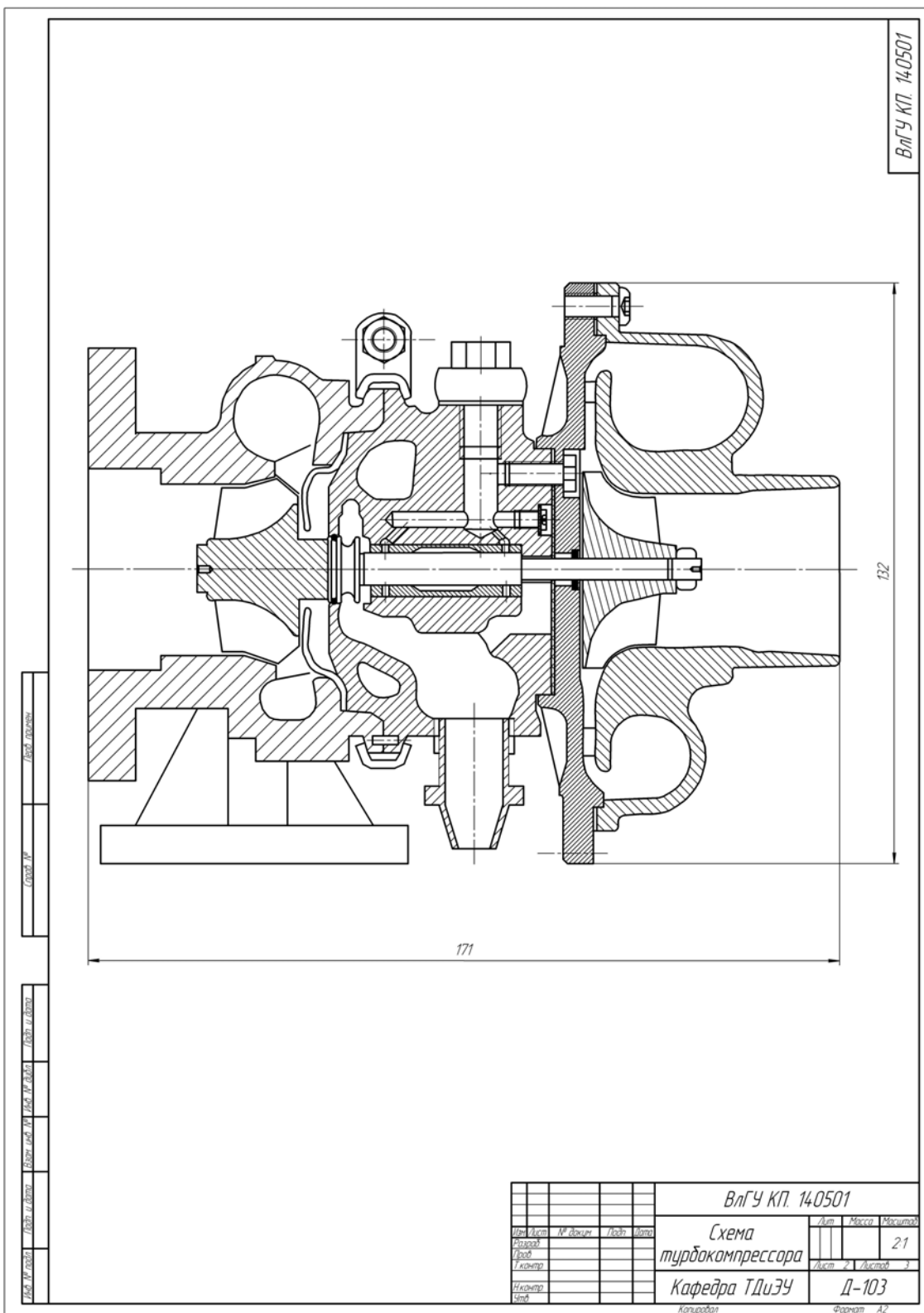
Совмещенная характеристика компрессора и двигателя



Лист 1	Лист 2	Лист 3	Лист 4	Лист 5	Лист 6	Лист 7	Лист 8	Лист 9	Лист 10	Лист 11	Лист 12	Лист 13	Лист 14	Лист 15	Лист 16	Лист 17	Лист 18	Лист 19	Лист 20
--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------

				ВлГУ. КП. 14.0501				Лит	Масса	Масштаб
Исполн	Проф	Тема	Дата	Совмещение характеристик двигателя и компрессора				Лист 1	Листов 2	
Проф				Кафедра ТДиЭУ				Д-103		
Лектор				Копировать				Формат А2		
Чит										

Схема турбокомпрессора



Библиографический список

1. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей внутреннего сгорания / Д. А. Дехович [и др.]. – М. : Машиностроение, 1973. – 266 с.
2. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы : учебник / под ред. проф. Н. Х. Дьяченко. – Л. : Машиностроение, 1974. – 550 с.
3. Теория и расчет турбокомпрессоров : учеб. пособие для студентов вузов / К. П. Селезнев [и др.] ; под ред. К. П. Селезнева. – Л. : Машиностроение, 1986. – 392 с.
4. Турбокомпрессоры для наддува дизелей : справ. пособие / Б. П. Байков [и др.]. – Л. : Машиностроение, 1975. – 200 с.
5. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н. С. Ханин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1991. – 336 с. – ISBN 5-217-00450-9.
6. Методические указания к расчету процесса газообмена четырехтактных комбинированных двигателей внутреннего сгорания / сост. А. А. Гаврилов ; Владим. гос. ун-т. – Владимир, 1998. – 54 с.
7. *Гаврилов, А. А.* Расчет аэродинамических параметров турбокомпрессора для наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / А. А. Гаврилов, А. Ю. Абаляев ; Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2001. – 60 с. – ISBN 5-89368-229-7.
8. *Лагкабель, Г. Х.* Турбодвигатели и компрессоры : справ. пособие / Г. Х. Лагкабель. – М. : Астрель : АСТ, 2003. – 351 с. – ISBN 5-271-06829-3.

Оглавление

Введение	3
1. Методические указания к выполнению курсового проекта	4
1.1. Задание на проектирование	4
1.2. Порядок выполнения	4
1.3. Оформление курсового проекта	5
2. Определение параметров совместной работы поршневого двигателя и турбокомпрессора	6
2.1. Метод приближенного расчета π_k и G_k	6
2.2. Метод расчета циклов двигателя на двух режимах	10
3. Расчет компрессора	11
3.1. Предварительное определение основных параметров компрессора	13
3.2. Входной патрубков	16
3.3. Рабочее колесо компрессора	17
3.4. Безлопаточный диффузор	24
3.5. Лопаточный диффузор	27
3.6. Улитка	30
3.7. Значения основных параметров на выходе из компрессора	33
4. Расчет радиально-осевой турбины	34
4.1. Исходные данные	34
4.2. Основные энергетические и геометрические параметры турбины	36
4.3. Сопловой аппарат	41
4.4. Рабочее колесо турбины	46
Заключение	52
Приложения	53
Библиографический список	86

Учебное издание

ГАВРИЛОВ Александр Алексеевич
ИГНАТОВ Михаил Сергеевич

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ
ДЛЯ НАДДУВА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Учебное пособие

Подписано в печать 28.09.09.
Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 5,11. Тираж 100 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета.
600000, г. Владимир, ул. Горького, 87.