

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**  
**УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

**В.А. Коротков, Ю.В.Татаренко**

**КОМПРЕССОРЫ ДИНАМИЧЕСКОГО  
ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ**

**Учебно-методическое пособие**

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

**Санкт-Петербург**

**2016**

УДК 661.57

**Коротков В.А., Татаренко Ю.В.** Компрессоры динамического принципа действия: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 36 с.

Рассмотрены способы определения газодинамических параметров компрессоров динамического принципа действия, в частности холодильного центробежного компрессора паровой холодильной машины, работающей на озонобезопасном рабочем веществе и на воздухе. Приведены четыре варианта задач, связанных с определением параметров компрессора динамического принципа действия на примере расчета холодильного центробежного компрессора.

Предназначено для бакалавров направления 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения по дисциплине «Динамические компрессоры и детандеры холодильных машин» всех форм обучения.

**Рецензенты: доктор техн. наук, проф. В.А. Пронин**

**Рекомендовано к печати Советом факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования, протокол № 3 от 30 ноября 2015 г.**



**Университет ИТМО** – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 – 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2016

© Коротков В.А., Татаренко Ю.В., 2016

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОМПРЕССОРА ДИНАМИЧЕСКОГО ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ.....	7
Определение основных геометрических характеристик ротора компрессора динамического принципа действия холодильной машины.....	8
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ПАРОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ .....	11
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ.....	17
Пример расчета центробежного компрессора воздушной холодильной машины .....	18
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ПАРОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ ПО ИЗВЕСТНЫМ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ РАЗМЕРАМ РАБОЧИХ КОЛЕС.....	22
Пример расчета двухступенчатого центробежного компрессора, работающего на хладоне R134a.....	22
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ПО ИЗВЕСТНЫМ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ РАЗМЕРАМ РАБОЧИХ КОЛЕС .....	28
Пример расчета двухступенчатого воздушного центробежного компрессора .....	28
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	32
Интернет-ресурсы .....	32
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	33

## ВВЕДЕНИЕ

В компрессорах динамического принципа действия процессы сжатия происходят в потоке непрерывно движущегося рабочего вещества. Рабочими органами таких компрессоров являются последовательно расположенные подвижные (вращающиеся) и неподвижные лопаточные аппараты (решетки). Они состоят из равномерно расположенных по окружности лопаток определенного специального профиля. Механическая энергия непрерывно передается от вращающихся лопаток рабочему веществу. При этом в рабочем колесе, на котором расположен вращающийся лопаточный аппарат, обычно увеличивается кинетическая и потенциальная энергия, т. е. скорость и давление потока возрастают. В расположенном за рабочим колесом неподвижном лопаточном аппарате уже без подвода энергии извне кинетическая энергия рабочего вещества преобразуется в потенциальную, в результате чего его скорость уменьшается, а давление растет.

Процессы сжатия в компрессорах динамического принципа действия происходят при больших скоростях движения потока и, главным образом, за счет использования сил инерции.

К компрессорам этого типа относятся центробежные, осевые и вихревые машины. В холодильной технике наибольшее распространение получили центробежные компрессоры. Осевые машины применяются значительно реже, в основном в газовых (воздушных) холодильных машинах. Вихревые компрессоры пока не находят применения, главным образом из-за невысокого коэффициента полезного действия.

Компрессоры динамического принципа действия имеют ряд преимуществ перед объемными компрессорами:

- значительно меньшие массогабаритные показатели по сравнению с объемными компрессорами той же производительности;
- надежность в работе вследствие малого износа при сжатии незагрязненных рабочих веществ;
- практически полная уравновешенность вращающегося ротора, что позволяет устанавливать компрессоры на легких фундаментах;
- равномерность подачи сжатого рабочего вещества;
- отсутствие загрязнения рабочего вещества смазочным маслом.

Это позволяет в холодильных машинах повысить эффективность теплообмена в аппаратах, что, в свою очередь, способствует уменьше-

нию массогабаритных показателей аппарата либо снижает необратимые потери при теплообмене за счет уменьшения температурного напора;

– возможность непосредственного соединения с высокооборотным двигателем – паровой или газовой турбиной, высокочастотным электродвигателем. Это позволяет повысить коэффициент полезного действия (КПД) агрегата за счет уменьшения механических потерь в повышающей передаче и сделать его более компактным за счет отказа от мультипликатора.

Вместе с тем динамические компрессоры имеют следующие недостатки:

1) трудность выполнения их для получения малой производительности, что сопряжено с необходимостью иметь очень высокую частоту вращения ротора. Кроме того, при малых абсолютных размерах рабочих колес относительные зазоры между лопаточными аппаратами и корпусом, а также в лабиринтных уплотнениях становятся значительными, что приводит к снижению КПД. Помимо этого, когда число Рейнольдса в потоке сжимаемого вещества становится меньше определенного значения, возникают дополнительные потери, обусловленные усилением влияния вязкости, что также приводит к снижению КПД компрессора;

2) сравнительно узкий диапазон устойчивой работы при изменении производительности. Если не применять специальных методов регулирования производительности, то ее уменьшение до 60–80 % от номинальной вызывает потерю устойчивости течения рабочего вещества, которая проявляется в возникновении пульсаций давления, приводящих к периодическому движению потока вещества в обратном направлении – от нагнетания к всасыванию. Это явление называется помпажем. Работа в режиме помпажа сопровождается большими динамическими нагрузками на ротор и может привести к выходу компрессора из строя. Особенно опасен помпаж для осевых компрессоров;

3) трудность получения высоких отношений давления (свыше 30–40). Для холодильных компрессоров динамического действия этот недостаток несущественен;

4) существенная зависимость характеристик компрессора от термодинамических свойств рабочего вещества. Это, как правило, не позволяет эксплуатировать компрессоры такого типа на других рабочих веществах без изменения конструкции машины или режима ее работы.

Холодильные машины с компрессорами динамического принципа действия применяются в следующих областях:

1) в химической и нефтеперерабатывающей промышленности при производстве синтетических спиртов, каучука, полиэтилена, для сжижения газов, при производстве парафина, масел и т.п. Производительность систем – до 40 000 кВт при  $t_0 = -20 \dots -100$  °С. Рабочие вещества: пропан ( $C_3H_8$ ; R290), этилен ( $C_2H_4$ ; R1150), пропилен ( $C_3H_6$ ; R1270);

2) для кондиционирования воздуха. Холодопроизводительность от 4 000 до 8 000 кВт при  $t_0 = 0 \dots 10$  °С. Рабочие вещества – R134a;

3) в пищевой, пивоваренной промышленности и в виноделии. Холодопроизводительность до 6 000 кВт при  $t_0 = -35 \dots 0$  °С. Рабочие вещества: R134a, R22, R717;

4) в судовых холодильных установках на судах-рефрижераторах;

5) в тепловых насосах для отопления производственных и жилых зданий;

6) для замораживания грунтов;

7) при экспериментальных исследованиях.

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОМПРЕССОРА ДИНАМИЧЕСКОГО ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ**

При проведении расчетов, связанных с проектированием или анализом работы холодильной машины, содержащей компрессор динамического принципа действия, возникает необходимость в решении двух типов задач.

Если проектируется холодильная машина на заданные параметры, то из расчета цикла основные газодинамические характеристики компрессора оказываются известными. Тогда при расчете компрессора динамического принципа действия необходимо определить число ступеней, окружные скорости, диаметры и ширину рабочих колес по заданной производительности и давлениям перед и за компрессором.

Однако в ряде случаев требуется решать иную задачу: определить газодинамические параметры компрессора, имеющего известные геометрические размеры. Вторая задача возникает при выяснении возможности работы имеющейся холодильной машины или компрессора на другом рабочем веществе или при иных условиях работы.

Как уже упоминалось, компрессоры динамического принципа действия могут использоваться как в паровых, так и в газовых машинах. В первом случае для расчета компрессора используются термодинамические диаграммы рабочего вещества или таблицы со свойствами рабочего вещества; во втором – расчетные формулы, основанные на использовании уравнения состояния совершенного газа.

Во всех случаях при расчете компрессоров динамического принципа действия приходится задаваться КПД компрессора. Величина КПД принимается на основании имеющихся данных об уровне КПД, достигнутом в современных конструкциях.

Возможно решение четырех задач, связанных с определением основных параметров компрессора динамического принципа действия:

1. Определение основных геометрических характеристик ротора компрессора динамического принципа действия паровой холодильной машины.
2. Определение основных геометрических характеристик ротора компрессора динамического принципа действия газовой холодильной машины.

3. Определение основных газодинамических параметров компрессора динамического принципа действия паровой холодильной машины по известным геометрическим размерам рабочих колес.

4. Определение основных газодинамических параметров компрессора динамического принципа действия газовой холодильной машины по известным геометрическим размерам рабочих колес.

Овладение навыками решения перечисленных задач позволяет быстро производить прикидочные расчеты, связанные с выбором и проектированием компрессоров динамического принципа действия для холодильных машин.

### **Определение основных геометрических характеристик ротора компрессора динамического принципа действия холодильной машины**

Задание на проектирование паровой холодильной машины всегда содержит следующие основные параметры машины:

- холодопроизводительность  $Q_0$ , кВт;
- температуру кипения  $t_0$ , °С;
- температуру конденсации  $t_k$ , °С.

Расчету собственно компрессора должны предшествовать выбор рабочего вещества и расчет оптимального варианта термодинамического цикла холодильной машины.

В данном случае будем считать, что рабочее вещество задается, а цикл примем наиболее простой – без регенерации с однократным дросселированием (рис. 1).

Для расчета компрессора необходимо знать следующие величины:

- 1) массовую производительность компрессора  $G$ ;
- 2) начальное давление  $p_n$ ;
- 3) начальную температуру  $t_n$ ;
- 4) конечное давление  $p_k$ .

Также необходимо располагать диаграммой состояния рабочего вещества или таблицами свойств рабочего вещества.

В ходе расчета необходимо определить:

- 1) число ступеней (число рабочих колес) компрессора  $Z_{ст}$ ;
- 2) окружные скорости на наружном диаметре колес  $u_2$ ;

- 3) диаметры колес  $D_2$ ;
- 4) скорость вращения ротора  $n$ ;
- 5) относительную ширину рабочих колес на выходе

$$\bar{b}_{2_i} = \frac{b_{2_i}}{D_2};$$

- 6) внутреннюю мощность компрессора  $N_i$ .

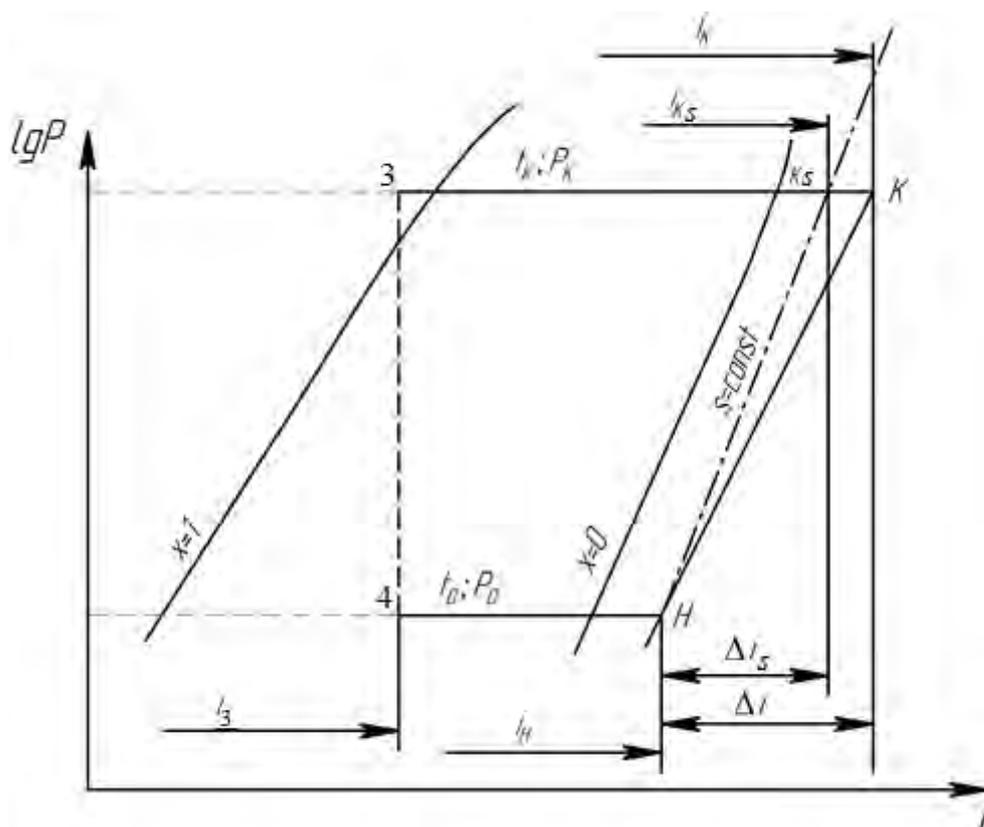


Рис. 1. Цикл холодильной машины с компрессором динамического принципа действия

Окружная скорость  $u_2$  не должна превышать величины, допустимые по условиям прочности (300–320 м/с для легированных сталей или алюминиевых сплавов, 380–450 м/с для высокопрочных сплавов на титановой основе). Для того чтобы скорость потока при входе в колесо не оказалась слишком близкой к скорости звука, что может резко понизить КПД компрессора, число ступеней целесообразно определять по следующей формуле:

$$Z_{ст} = \frac{t_k - t_0}{15}.$$

Относительная ширина последнего колеса на выходе  $\bar{b}_{2_i}$  во избежание снижения экономичности не должна быть меньше 0,02.

Число лопаток рабочего колеса, коэффициент расхода, поправки на протечки и трение, эффективный угол при выходе из колеса холодильного центробежного компрессора определяются по значению  $\beta_{2л}$  (рис. 2) [1, 2].

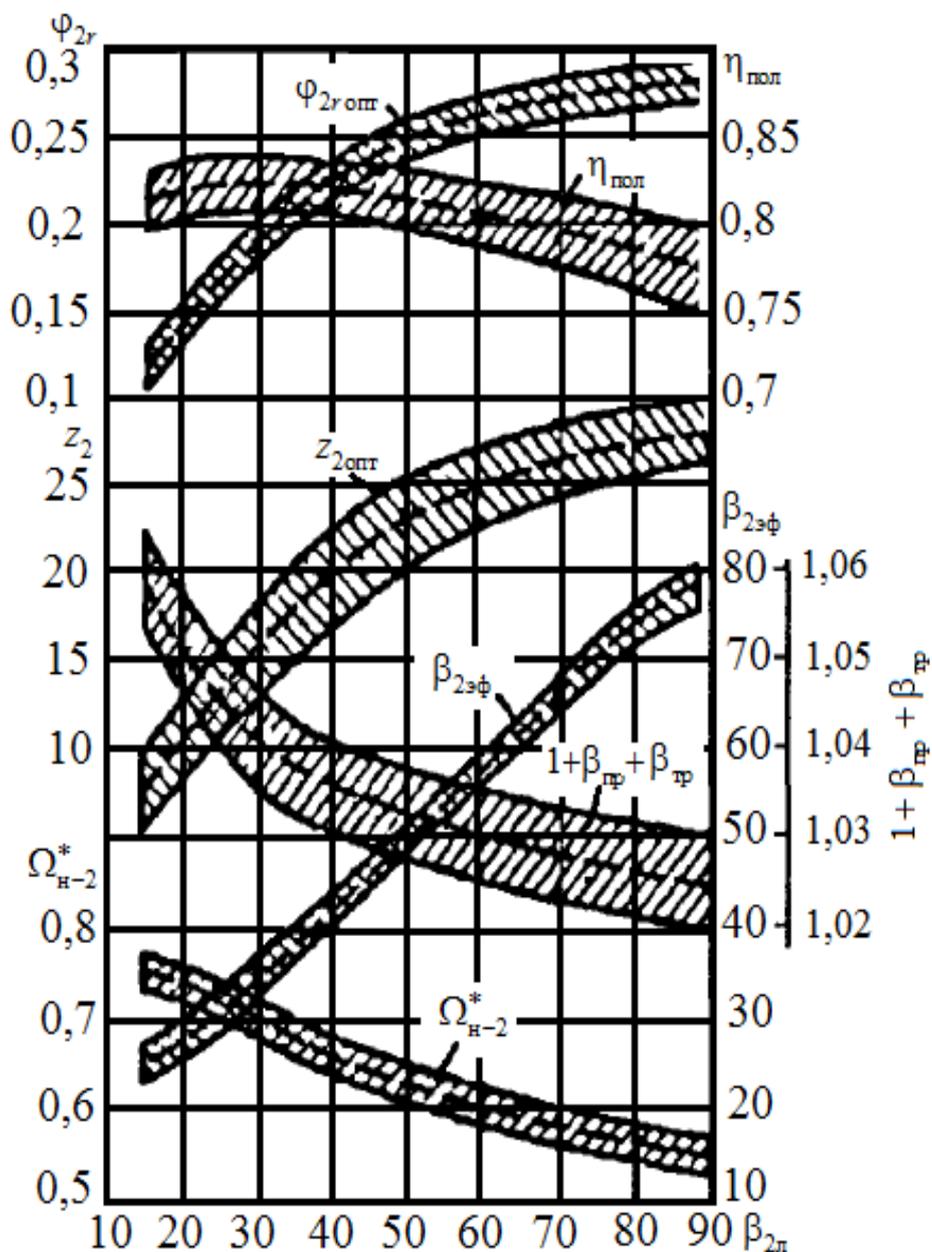


Рис. 2. Зависимость основных параметров ступеней холодильных центробежных компрессоров от угла  $\beta_{2л}$

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ПАРОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Исходные данные:

- холодопроизводительность  $Q_0$ , МВт;
- температура кипения  $t_0$ , °С;
- температура конденсации  $t_k$ , °С;
- рабочее вещество;
- величина перегрева перед компрессором  $\Delta t_{\text{пер}} = 10$  °С;
- переохлаждение при выходе в конденсаторе  $\Delta t_3 = 5$  °С.

Наносим узловые точки на диаграмму для хладона (прил. 1) и заполняем таблицу со значениями параметров рабочего вещества в узловых точках, необходимыми для расчета компрессора (табл. 1) [3].

Таблица 1

**Параметры узловых точек**

Термодинамические параметры	н	$k_1(H_2)$	$k_s$	$k(K_2)$	3	4	$2_1$	$2_2$
$p$ , бар								
$t$ , °С								
$i$ , кДж/кг								
$v$ , м <sup>3</sup> /кг					–	–		

Температура перед всасывающим патрубком компрессора (начальная температура)

$$t_H = t_0 + \Delta t_{\text{пер}}.$$

Давление перед всасывающим патрубком компрессора (начальное давление) [4]

$$p_H = f(t_H).$$

Если пренебречь депрессиями на участке между испарителем и компрессором, то начальное давление совпадет с давлением кипения.

Начальная энтальпия

$$i_H = f(p_H, t_H).$$

Начальный удельный объем

$$v_H = f(p_H, i_H).$$

Давление конденсации (конечное давление)

$$p_K = f(t_K).$$

Конечная энтальпия в конце изоэнтропного сжатия

$$i_{K_s} = f(p_K, S_H).$$

Температура перед регулирующим вентилем

$$t_3 = t_K - \Delta t_3.$$

Энтальпия перед регулирующим вентилем

$$i_3 = f(p_K, t_3).$$

Удельная холодопроизводительность рабочего вещества

$$q_0 = i_H - i_3.$$

Массовая производительность компрессора

$$G = \frac{Q_0}{q_0}.$$

Объемная производительность компрессора

$$V = Gv_H.$$

Повышение энтальпии при изоэнтропном сжатии

$$\Delta i_s = i_{K_s} - i_H.$$

Задаем величину изоэнтропного КПД компрессора

$$\eta_s = 0,8.$$

Действительное повышение энтальпии в процессе сжатия

$$\Delta i = \frac{\Delta i_s}{\eta_s}.$$

Действительная величина энтальпии в конце сжатия

$$i_k = i_H + \Delta i.$$

Внутренняя мощность компрессора

$$N_i = 4,19 G \Delta i.$$

Число ступеней компрессора по условиям газодинамики

$$Z_{ст} = \frac{t_k - t_0}{15}.$$

Если диаграмма выполнена в не очень крупном масштабе, то для построения кривой процесса сжатия в компрессоре достаточно соединить начальную и конечную точки с координатами  $p_H, i_H$  и  $p_k, i_k$  прямой линией.

Для выполнения дальнейших расчетов необходимо задаться типом рабочего колеса и принять величину угла выхода лопаток рабочего колеса  $\beta_{2л}$ .

Определим число лопаток рабочего колеса, коэффициент расхода, поправки на протечки и трение, эффективный угол при выходе из колеса. Эти величины определяются по заданному значению  $\beta_{2л}$  (см. рис. 2) [1, 2]:  $z_2; v_{2r}; 1 + \beta_{тр} + \beta_{пр} + \beta_{эф}$ .

Поправка к коэффициенту теоретической работы на конечное число лопаток

$$K_z = 1 - \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2л}.$$

Коэффициент теоретической работы колеса

$$\varphi_{2u} = K_z - \varphi_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{2л}.$$

Примем, что диаметры и углы выхода лопаток всех рабочих колес одинаковые, тогда величина окружной скорости

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta i}{Z \varphi_{2u} (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})}} = \sqrt{\frac{i_k - i_H}{Z \varphi_{2u} (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})}}.$$

Если при расчете величина  $u_2$  превышает допустимую по условиям прочности величину, тогда следует увеличить число ступеней  $Z$

в целях снижения  $u_2$  до приемлемого значения. При этом для уменьшения числа ступеней  $Z$  в первых колесах можно принять увеличенные углы  $\beta_{2л}$ , что приведет к увеличению коэффициента напора  $\nu_{2u}$ . Если углы  $\beta_{2л}$  меняются от ступени к ступени при постоянном диаметре всех колес  $D_2$ , то

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta i}{\sum_{j=1}^{Z_{ст}} [\varphi_{2u} (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})]_j}},$$

где  $j$  – номер ступени.

Для каждого значения  $\beta_{2л}$  берутся свои значения  $\nu_{2u}$  и  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$ . Коэффициент реакции первой ступени

$$\Omega^I = 1 - \frac{\varphi_{2u}^{I2} + \varphi_{2r}^{I2}}{2\varphi_{2u}^I (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})^I}.$$

Повышение энтальпии в первой ступени (удельная работа ступени I)

$$\Delta i^I = u_2^2 \varphi_{2u}^I (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})^I.$$

Если рассматривается вариант, когда оба рабочих колеса одинакового типа и имеют одинаковые расчетные значения  $\nu_{2u}$  и  $\nu_{2r}$ , тогда повышения энтальпии в ступенях также возможно принять одинаковыми:

$$\Delta i^I = \Delta i^{II} = \frac{\Delta i}{Z_{ст}}.$$

Повышение энтальпии рабочего вещества в первом колесе

$$\Delta i_2^I = \Delta i^I \Omega_{н-к}.$$

Энтальпия рабочего вещества при выходе из колеса первой ступени

$$i_2^I = i_n + \Delta i_2^I.$$

Находим на кривой действительного процесса сжатия (см. рис. 1.) точку с энтальпией  $i_2^I$  и определяем удельный объем рабочего вещества за колесом первой ступени  $\nu_2^I$ .

Зададимся величиной коэффициента загромождения выходного сечения колеса лопатками  $\tau_2 = 0,94$ .

Относительная ширина первого колеса на выходе может быть принята в пределах

$$0,05 < \frac{b_2}{D_2} < 0,08.$$

Принимаем, что относительная ширина первого колеса для данных расчетов

$$\bar{b}_2^I = \frac{b_2^I}{D_2} = 0,065.$$

Определяем диаметр рабочих колес:

$$D_2 = \sqrt{\frac{Gv_2^I}{\pi \tau_2 u_2 \varphi_{2r} \bar{b}_2^I}}.$$

Ширина первого колеса на выходе

$$b_2^I = \bar{b}_2^I D_2.$$

Частота вращения ротора компрессора

$$n = \frac{u_2}{\pi D_2}.$$

Для унифицированных рабочих колес

$$\beta_{2л}^I = \beta_{2л}^{II}; \quad \varphi_{2r}^I = \varphi_{2r}^{II}; \quad \varphi_{2u}^I = \varphi_{2u}^{II},$$

поэтому для второй ступени

$$\Delta i^I = \Delta i^{II}; \quad \Omega^I = \Omega^{II}.$$

Тогда повышение энтальпии рабочего вещества во второй ступени

$$\Delta i_2^{II} = \Delta i^{II} \Omega^{II}.$$

Энтальпия рабочего вещества при выходе из колеса второй ступени

$$i_2^{II} = i_n + \Delta i^I + \Delta i_2^{II}.$$

Находим на кривой действительного процесса сжатия (см. рис. 1.) точку, соответствующую выходу из второго колеса с энтальпией  $i_2^{\text{II}}$ , и определяем удельный объем рабочего вещества за колесом второй ступени  $v_2^{\text{II}}$ .

Относительная ширина второго колеса на выходе

$$\bar{b}_2^{\text{II}} = \frac{b_2^{\text{II}}}{D_2} = \frac{v_2^{\text{II}} \bar{b}_2^{\text{I}}}{v_2^{\text{I}}}.$$

Для исключения ощутимого снижения КПД ступени полученное значение относительной ширины второго колеса на выходе должно быть  $\bar{b}_2^{\text{II}} > 0,02$ , в противном случае необходимо уменьшить угол выхода лопаток колеса или увеличить ширину колеса первой ступени и повторить все расчеты, начиная с определения  $u_2$ .

Ширина второго колеса на выходе

$$b_2^{\text{II}} = \bar{b}_2^{\text{II}} D_2.$$

Результаты расчетов необходимо свести в таблицу (табл. 2).

Таблица 2

**Результаты расчетов по ступеням**

№	$D_2$ , м	$b_2$ , м	$n$ , $\text{с}^{-1}$	$B_{2л}$ , град	$Z_2$	$u_2$ , м/с	$v_{2r}$	$v_{2u}$	$\bar{b}_2$	$N_i$ , кВт	$\Delta i_2$ , кДж/кг	$i_2$ , кДж/кг	$v_2$ , $\text{м}^3/\text{кг}$
I													
II													

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Из задания на проектирование газовой холодильной машины и расчета цикла должны быть известны:

- массовая производительность компрессора  $G$ ;
- конечное давление  $p_k$ ;
- начальное давление  $p_n$ ;
- начальная температура  $T_n$ ;
- газовая постоянная  $R$ ;
- показатель адиабаты  $k$ .

Начальный удельный объем определяется по уравнению состояния идеального газа

$$v_n = \frac{RT_n}{p_n}.$$

Степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_n}.$$

Для расчета проточной части необходимо задаться величиной политропного КПД компрессора  $\eta_{пол}$  в зависимости от угла выхода рабочих колес  $\beta_{2л}$  (см. рис. 2).

Повышение энтальпии газа при действительном политропном процессе сжатия в компрессоре

$$\Delta i = R \frac{k}{k-1} T_n \pi_k^{1/\sigma} - 1,$$

где  $\sigma$  – число политропы,

$$\sigma = \frac{k}{k-1} \eta_{пол}.$$

Окружная скорость  $u_2$  в газовом компрессоре ограничивается, как правило, условиями прочности. Для расчета  $u_2$  используется та же формула, что и при расчете центробежного компрессора паровой холодильной машины, причем числом ступеней приходится задаться, чтобы получить значение  $u_2$ , удовлетворяющее условиям прочности.

Удельный объем при выходе из колеса первой ступени  $v_2^I$  связан с повышением энтальпии в колесе  $\Delta i_2^I$  соотношением

$$v_2^I = \frac{v_H}{\left[ 1 + \frac{\Delta i_2^I}{R \frac{k}{k-1} T_H} \right]^{\sigma-1}}.$$

Удельный объем за колесом второй ступени

$$v_2^{II} = \frac{v_H}{\left[ 1 + \frac{\Delta i^I + \Delta i_2^{II}}{R \frac{k}{k-1} T_H} \right]^{\sigma-1}}.$$

Удельный объем для третьей ступени

$$v_2^{III} = \frac{v_H}{\left[ 1 + \frac{\Delta i^I + \Delta i^{II} + \Delta i_2^{III}}{R \frac{k}{k-1} T_H} \right]^{\sigma-1}},$$

где  $\Delta i^I, \Delta i^{II}, \Delta i_2^{III}$  – повышение энтальпии в первой, во второй ступенях и в колесе третьей ступени; они определяются таким же способом, как и при расчете компрессора паровой холодильной машины.

### **Пример расчета центробежного компрессора воздушной холодильной машины**

Исходные данные для расчета:

- массовая производительность компрессора  $G = 1$  кг/с;
- конечное давление  $p_k = 2,3$  бар;
- начальное давление  $p_H = 1,0$  бар;

- начальная температура  $T_H = 293$  К;
- газовая постоянная  $R = 288$  Дж/(кг·К);
- показатель адиабаты  $k = 1,4$ .

Начальный удельный объем воздуха

$$v_H = \frac{RT_H}{p_H} = \frac{288 \cdot 293}{1,0 \cdot 10^5} = 0,845 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_H} = \frac{2,3}{1,0} = 2,3.$$

Для выполнения дальнейших расчетов необходимо задаться типом рабочего колеса: принять величину угла выхода лопаток  $\beta_{2л}$ . Примем во всех рабочих колесах  $\beta_{2л} = 45^\circ$ . Тогда, согласно рис. 2, определим величину политропного КПД  $\eta_{пол} = 0,83$ .

Число политропы

$$\sigma = \frac{k}{k-1} \eta_{пол} = \frac{1,4}{1,4-1} 0,83 = 2,905.$$

Повышение энтальпии воздуха в компрессоре

$$\begin{aligned} \Delta i &= R \frac{k}{k-1} T_H (\pi_k^{1/\sigma} - 1) = \\ &= 288 \frac{1,4}{1,4-1} 293 (2,3^{1/2,905} - 1) = 98,07 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Внутренняя мощность компрессора

$$N_i = G \Delta i = 1 \cdot 98,07 = 98,07 \text{ кВт}.$$

Согласно рис. 2, примем, что

$$z_2 = 24; v_{2r} = 0,24; 1 + \beta_{тр} + \beta_{пр} = 1,04.$$

Поправка к коэффициенту теоретической работы на конечное число лопаток

$$K_z = 1 - \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2л} = 1 - \frac{\pi}{24} \sin 45 = 0,907.$$

Коэффициент теоретической работы колеса

$$\varphi_{2u} = K_z - \varphi_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{2л} = 0,907 - 0,24 \operatorname{ctg} 45 = 0,667.$$

Примем число ступеней компрессора  $Z_{ст} = 2$ , тогда величина окружной скорости

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta i}{Z_{ст} \varphi_{2u} (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})}} = \sqrt{\frac{98,07 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,667 \cdot 1,04}} = 265,9 \text{ м/с.}$$

В рассматриваемом случае получено приемлемое значение окружной скорости, поэтому нет необходимости изменять величину  $\beta_{2л}$  и повторять расчет.

Коэффициент реакции первой ступени

$$\Omega^I = 1 - \frac{\varphi_{2u}^{I2} + \varphi_{2r}^{I2}}{2\varphi_{2u}^I (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})^I} = 1 - \frac{0,24^2 + 0,667^2}{2 \cdot 0,667 \cdot 1,04} = 0,638.$$

Повышение энтальпии в первой ступени (удельная работа ступени I)

$$\Delta i^I = u_2^2 \varphi_{2u}^I (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})^I = 265,9^2 \cdot 0,667 \cdot 1,04 = 49,04 \text{ кДж/кг.}$$

Повышение энтальпии рабочего вещества в первом колесе

$$\Delta i_2^I = \Delta i^I \Omega^I = 49,04 \cdot 0,638 = 31,23 \text{ кДж/кг.}$$

Удельный объем газа при выходе из колеса первого колеса

$$v_2^I = \frac{v_H}{\left[1 + \frac{\Delta i_2^I}{R \frac{k}{k-1} T_H}\right]^{\sigma-1}} = \frac{0,845}{\left[1 + \frac{31,23 \cdot 10^3}{288 \frac{1,4}{1,4-1} 293}\right]^{2,905-1}} = 0,698 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Для дальнейших расчетов необходимо задаться частотой вращения ротора (например, на основании расчета детандера была получена эта величина)  $n = 320 \text{ с}^{-1}$ .

Диаметр рабочего колеса

$$D_2 = \frac{u_2}{\pi n} = \frac{265,9}{3,14 \cdot 320} = 0,265 \text{ м.}$$

Относительная ширина лопаток первого колеса на выходе

$$\bar{b}_2^I = \frac{b_2^I}{D_2} = \frac{Gv_2^I}{\pi D_2^2 \tau_2 u_2 \varphi_{2r}} = \frac{1 \cdot 0,698}{3,14 \cdot 0,265^2 \cdot 0,94 \cdot 265,9 \cdot 0,24} = 0,0528.$$

Относительное загромождение выходного сечения колеса лопатками принято, как и ранее,  $\tau_2 = 0,94$ .

Ширина первого колеса на выходе

$$b_2^I = \bar{b}_2^I D_2 = 0,0528 \cdot 0,265 = 0,014 \text{ м.}$$

Повышение энтальпии во втором рабочем колесе  $\Delta i_2^{II}$  при одинаковых  $\beta_{2л}$  и  $v_{2r}$  в обеих ступенях будет такое же, как и в первом колесе:

$$\Delta i_2^I = \Delta i_2^{II} = 31,23 \text{ кДж/кг.}$$

Удельный объем воздуха при выходе из второго колеса

$$v_2^{II} = \frac{v_H}{\left[1 + \frac{\Delta i_2^I + \Delta i_2^{II}}{R \frac{k}{k-1} T_H}\right]^{\sigma-1}} = \frac{0,845}{\left[1 + \frac{(49,04 + 31,23)10^3}{288 \frac{1,4}{1,4-1} 293}\right]^{2,905-1}} = 0,533 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Относительная ширина рабочего колеса второй ступени

$$\bar{b}_2^{II} = \frac{b_2^{II}}{D_2} = \frac{v_2^{II} \bar{b}_2^I}{v_2^I} = \frac{0,533 \cdot 0,0528}{0,698} = 0,0403.$$

Ширина второго колеса на выходе

$$b_2^{II} = \bar{b}_2^{II} D_2 = 0,0403 \cdot 0,265 = 0,0107 \text{ м.}$$

Результаты расчета заносим в табл. 3.

Таблица 3

**Результаты расчета центробежного компрессора  
воздушной холодильной машины**

№	$D_2$ , м	$b_2$ , м	$\beta_{2л}$ , град	$Z_2$	$u_2$ , м/с	$v_{2r}$	$v_{2u}$	$\bar{b}_2$	$n$ , с <sup>-1</sup>	$N_i$ , кВт	$\Delta i_2$ , кДж/кг	$\Delta i$ , кДж/кг	$v_2$ , м <sup>3</sup> /кг
I	0,265	0,014	45	24	265,9	0,24	0,667	0,0528	320	98,07	31,23	49,04	0,698
II	0,265	0,0107	45	24	265,9	0,24	0,667	0,0403	320	98,07	31,23	49,04	—

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ПАРОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ ПО ИЗВЕСТНЫМ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ РАЗМЕРАМ РАБОЧИХ КОЛЕС

В рассматриваемом случае все геометрические размеры прочной части центробежного компрессора заданы (заданной также может быть частота вращения ротора компрессора  $n$ ). Даны рабочее вещество и температура кипения.

Требуется определить конечное давление, обеспечиваемое компрессором, и его массовую производительность.

### Пример расчета двухступенчатого центробежного компрессора, работающего на хладоне R134a

Двухступенчатый центробежный компрессор должен работать на хладоне R134a при температуре кипения  $t_0 = -10$  °С. Частота вращения ротора  $n = 131,67$  с<sup>-1</sup>. Геометрические характеристики компрессора приведены в табл. 4 ( $\delta$  – толщина лопаток колеса).

Требуется определить массовую производительность компрессора  $G$ , внутреннюю мощность  $N_i$ , конечное давление  $p_k$ .

Примем для расчета, что коэффициент расхода  $v_{2r} = 0,18$ .

Таблица 4

**Геометрические характеристики центробежного компрессора  
паровой холодильной машины**

№ ступени	$D_2$ , м	$b_2$ , мм	$\beta_{2л}$ , град	$Z_2$	$\delta$ , мм
I	0,350	22,3	32	16	5,5
II	0,350	14,3	32	16	5,5

Поправка к коэффициенту теоретической работы на конечное число лопаток

$$K_z = 1 - \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2л} = 1 - \frac{\pi}{16} \sin 32 = 0,896.$$

Коэффициент теоретической работы колеса

$$\varphi_{2u} = K_z - \varphi_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{2л} = 0,896 - 0,18 \operatorname{ctg} 32 = 0,606.$$

Окружная скорость рабочего колеса

$$u_2 = \pi D n = 3,14 \cdot 0,35 \cdot 131,67 = 144,7 \text{ м/с.}$$

Повышение энтальпии в первой ступени (удельная работа ступени I)

$$\Delta i^I = u_2^2 \varphi_{2u}^I (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})^I = 144,7^2 \cdot 0,606 \cdot 1,05 = 13,32 \text{ кДж/кг.}$$

Коэффициент реакции первого колеса

$$\Omega^I = 1 - \frac{\varphi_{2u}^{I2} + \varphi_{2r}^{I2}}{2\varphi_{2u}^I (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})^I} = 1 - \frac{0,16^2 + 0,606^2}{2 \cdot 0,606 \cdot 1,05} = 0,686.$$

Повышение энтальпии в первом колесе

$$\Delta i_2^I = \Delta i^I \Omega^I = 13,32 \cdot 0,686 = 9,14 \text{ кДж/кг.}$$

При величине перегрева пара перед компрессором  $\Delta t_{\text{пер}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$  и температуре кипения  $t_0 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$  начальная температура компрессора

$$t_{\text{н}} = t_0 + \Delta t_{\text{пер}} = -10 + 10 = 0 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Определяем давление кипения, практически совпадающее с начальным давлением компрессора, тогда при  $t_0 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$

$$p_0 \approx p_{\text{н}} \approx 2 \text{ бар.}$$

По величинам  $p_{\text{н}}$  и  $t_{\text{н}}$  определяем начальную энтальпию:

$$i_{\text{н}} = f(p_{\text{н}}, t_{\text{н}}) = 401 \text{ кДж/кг.}$$

Для отыскания удельных объемов за рабочими колесами необходимо задаться величиной политропного КПД или адиабатного КПД процесса сжатия в ступени.

Примем для первой ступени  $\eta_s^I = 0,81$ , тогда адиабатное повышение энтальпии в первой ступени

$$\Delta i_s^I = \eta_s^I \Delta i^I = 0,81 \cdot 13,32 = 10,79 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия за первой ступенью при адиабатном сжатии

$$i_{\text{кс}}^I = i_{\text{н}} + \Delta i_s^I = 401 + 10,79 = 411,79 \text{ кДж/кг.}$$

На изоэнтропе, проходящей через начальную точку процесса (рис. 3), находим точку  $k_s^I$ , соответствующую энтальпии  $i_{k_s^I}^I = 411,79$  кДж/кг, и определяем давление после первой ступени  $p_k^I = 3,5$  бар.

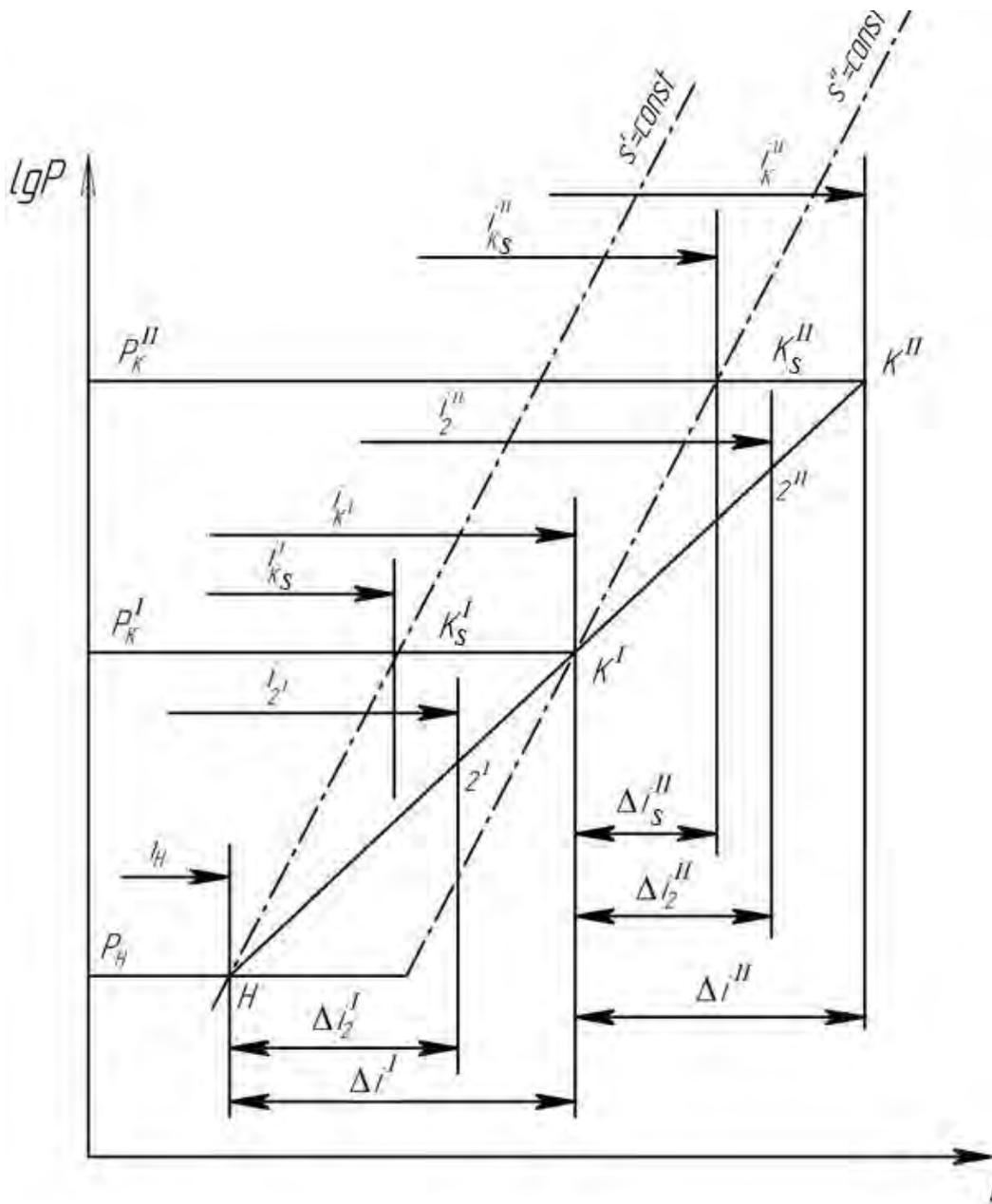


Рис. 3. Определение положения узловых точек на диаграмме

Действительная величина энтальпии за первой ступенью

$$i_k^I = i_H + \Delta i^I = 401 + 13,32 = 414,32 \text{ кДж/кг.}$$

По значениям  $i_K^I$  и  $p_K^I$  находим точку на диаграмме и строим действительный процесс сжатия в первой ступени (соединяем полученную точку  $K^I$  с начальной точкой  $H$ ).

Определяем энтальпию за первым рабочим колесом:

$$i_2^I = i_H + \Delta i_2^I = 401 + 9,14 = 410,14 \text{ кДж/кг.}$$

На линии процесса сжатия находим точку  $2^I$ , соответствующую  $i_2^I = 410,14$  кДж/кг, и определяем удельный объем в этой точке (рис. 4):

$$v_2^I = 0,074 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

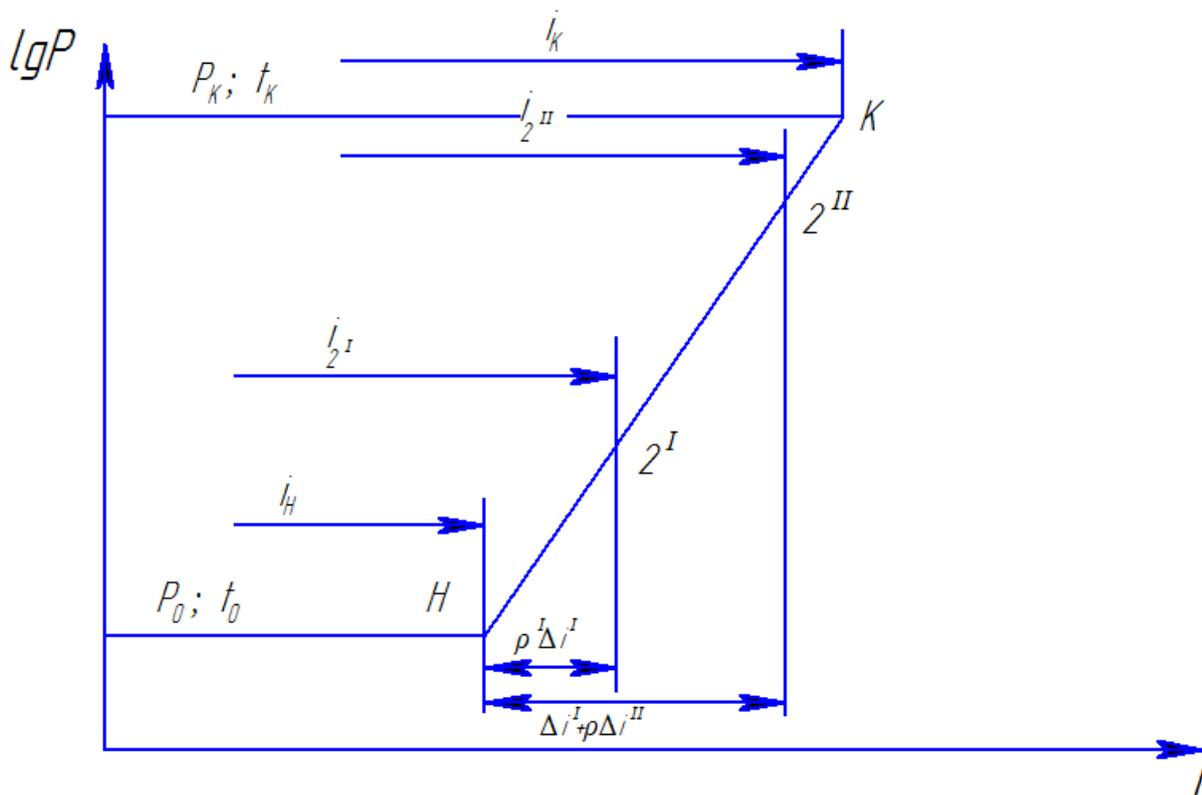


Рис. 4. Определение положения точек  $2^I$  и  $2^{II}$

Уточняем коэффициент загромождения выходного сечения колеса лопатками:

$$\tau_2 = 1 - \frac{0,5 \delta z_2}{\pi D_2 \sin \beta_{2\text{эф}}} = 1 - \frac{0,5 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3} \cdot 16}{3,14 \cdot 0,35 \cdot \sin 36} = 0,93.$$

Определяем массовую производительность компрессора:

$$G = \frac{\pi D_2 \tau_2 \varphi_{2r} b_2 u_2}{v_2^I} = \frac{3,14 \cdot 0,35 \cdot 0,93 \cdot 0,18 \cdot 22,3 \cdot 10^{-3} \cdot 144,7}{0,074} = 8,02 \text{ кг/с.}$$

Для определения коэффициента расхода и коэффициента напора второго колеса необходимо использовать метод последовательных приближений. Так как  $\beta_{2л}^I = \beta_{2л}^II$ , то примем в первом приближении, что  $\varphi_{2r}^I = \varphi_{2r}^II$ , тогда  $\varphi_{2u}^I = \varphi_{2u}^II$  и  $\Omega^I = \Omega^II$ .

Повышение энтальпии во второй ступени

$$\Delta i^II = u_{2u}^2 \varphi_{2u}^II (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})^II = 144,7^2 \cdot 0,606 \cdot 1,05 = 13,32 \text{ кДж/кг.}$$

Примем величину адиабатного КПД второй ступени  $\eta_s^I = 0,81$ .

Повышение энтальпии во второй ступени при адиабатном сжатии

$$\Delta i_s^II = \eta_s^II \Delta i^II = 0,81 \cdot 13,32 = 10,79 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия за второй ступенью при адиабатном сжатии

$$i_{кс}^II = i_k^I + \Delta i_s^II = 414,32 + 10,79 = 425,11 \text{ кДж/кг.}$$

На изоэнтропе, проходящей через точку  $p_k^I$  и  $i_k^I$ , находим состояние  $к_s^II$ , соответствующее энтальпии  $i_{кс}^I = 425,11$  кДж/кг. Для этой точки давление  $p_k^II = 6,35$  бар. При действительном процессе сжатия энтальпия за второй ступенью

$$i_k^II = i_k^I + \Delta i^II = 414,32 + 13,32 = 427,64 \text{ кДж/кг.}$$

Через точки с координатами  $p_k^I, i_k^I, p_k^II, i_k^II$  проводим прямую, изображающую процесс сжатия во второй ступени.

Энтальпия за колесом второй ступени

$$i_2^II = i_k^I + \Delta i^II \Omega^II = 414,32 + 13,32 \cdot 0,686 = 423,46 \text{ кДж/кг.}$$

По величине  $i_2^{\text{II}} = 423,46$  кДж/кг на кривой процесса сжатия во второй ступени находим точку  $2^{\text{II}}$ , соответствующую состоянию за вторым колесом, и определяем удельный объем пара:

$$v_2^{\text{II}} = 0,045 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Уточняем коэффициент расхода второй ступени:

$$\varphi_{2r}^{\text{II}} = \frac{G v_2^{\text{II}}}{\pi D_2 \tau_2 b_2^{\text{II}} u_2} = \frac{8,02 \cdot 0,045}{3,14 \cdot 0,35 \cdot 0,93 \cdot 14,3 \cdot 10^{-3} \cdot 144,7} = 0,17.$$

Полученная величина несколько отличается от принятого ранее значения при расчете второй ступени, поэтому весь расчет следует повторить. Результаты расчета второго приближения занесены в итоговую таблицу (прил. 2).

Расчеты следует повторять до тех пор пока величина  $\varphi_{2r}^{\text{II}}$ , получаемая в конце вычислений, не совпадет с полученной из предыдущего приближения с достаточной точностью.

Внутренняя мощность компрессора

$$N_i = G(\Delta i^{\text{I}} + \Delta i^{\text{II}}) = 8,02(13,32 + 13,32) = 213,65 \text{ кВт}.$$

Конечное давление  $p_k = 6,4$  бар, полученное из последнего приближения, соответствует температуре конденсации  $t_k = 23,7$  °С.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ПО ИЗВЕСТНЫМ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ РАЗМЕРАМ РАБОЧИХ КОЛЕС

При определении параметров газового компрессора расчет процесса сжатия производится по уравнению состояния идеального газа и формулам, следующим из уравнения политропы. В результате расчета требуется определить массовую производительность компрессора  $G$ , степень повышения давления  $\pi_k$  и внутреннюю мощность  $N_i$  при заданных параметрах газа перед компрессором, известных размерах рабочих колес и частоте вращения ротора.

### Пример расчета двухступенчатого воздушного центробежного компрессора

Основные геометрические характеристики рабочих колес двухступенчатого воздушного центробежного компрессора приведены в табл. 5.

Определить производительность, массовую производительность компрессора  $G$ , степень повышения давления  $\pi_k$  и внутреннюю мощность  $N_i$  при начальном давлении  $p_n = 1,01$  бар, начальной температуре  $t_n = 25$  °C ( $T_n = 298$  К) и скорости вращения ротора  $n = 281,67$  с<sup>-1</sup> (газовая постоянная  $R = 288$  Дж/(кг·К), показатель адиабаты  $k = 1,4$  [4]).

В соответствии с рис. 2 при  $\beta_{2л} = 61^\circ$  можно принять для первого колеса коэффициент расхода  $\psi_{2r} = 0,28$ ;  $1 + \beta_{тр} + \beta_{пр} = 1,03$ ;  $\eta_{пол} = 0,82$ .

Таблица 5

**Геометрические характеристики  
газового центробежного компрессора**

№ ступени	$D_2$ , м	$b_2$ , мм	$\beta_{2л}$ , град	$Z_2$	$\delta$ , мм
I	0,305	19,2	61	24	5,5
II	0,305	15,0	61	24	5,5

Поправка к коэффициенту теоретической работы на конечное число лопаток

$$K_z = 1 - \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2л} = 1 - \frac{\pi}{24} \sin 61 = 0,886.$$

Коэффициент теоретической работы колеса

$$\varphi_{2u} = K_z - \varphi_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{2л} = 0,886 - 0,28 \operatorname{ctg} 61 = 0,73.$$

Окружная скорость рабочего колеса

$$u_2 = \pi D n = 3,14 \cdot 0,305 \cdot 281,67 = 269,8 \text{ м/с.}$$

Повышение энтальпии в первой ступени (удельная работа ступени I)

$$\Delta i^I = u_2^2 \varphi_{2u}^I (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})^I = 269,8^2 \cdot 0,73 \cdot 1,03 = 54,73 \text{ кДж/кг.}$$

Коэффициент реакции первого колеса

$$\Omega^I = 1 - \frac{\varphi_{2u}^{I2} + \varphi_{2r}^{I2}}{2\varphi_{2u}^I (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})^I} = 1 - \frac{0,28^2 + 0,73^2}{2 \cdot 0,73 \cdot 1,03} = 0,595.$$

Удельный объем воздуха перед компрессором

$$v_H = \frac{R T_H}{p_H} = \frac{288 \cdot 298}{1,01 \cdot 10^5} = 0,85 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Число политропы

$$\sigma = \frac{k}{k-1} \eta_{пол} = \frac{1,4}{1,4-1} 0,82 = 2,87.$$

Удельный объем газа при выходе из первого колеса

$$v_2^I = \frac{v_H}{\left[ 1 + \frac{\Omega^I \Delta i^I}{R \frac{k}{k-1} T_H} \right]^{\sigma-1}} = \frac{0,868}{\left[ 1 + \frac{0,595 \cdot 54,73 \cdot 10^3}{288 \frac{1,4}{1,4-1} 298} \right]^{2,87-1}} = 0,716 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Коэффициент загромождения выходного сечения колеса лопатками

$$\tau_2 = 1 - \frac{0,5 \delta z_2}{\pi D_2 \sin \beta_{2эф}} = 1 - \frac{0,5 \cdot 5,5 \cdot 24}{3,14 \cdot 305 \cdot 0,876} = 0,91.$$

Определяем массовую производительность компрессора:

$$G = \frac{\pi D_2 \tau_2 \varphi_{2r} b_2 u_2}{v_2^I} = \frac{3,14 \cdot 0,305 \cdot 0,91 \cdot 0,28 \cdot 0,0192 \cdot 269,8}{0,716} = 1,77 \text{ кг/с.}$$

При определении коэффициента расхода второго колеса так же, как и при расчете газодинамических параметров центробежного компрессора паровой холодильной машины, необходимо использовать метод последовательных приближений.

Примем в первом приближении  $\varphi_{2r}^I = \varphi_{2r}^{II} = 0,28$ , тогда  $\varphi_{2u}^I = \varphi_{2u}^{II} = 0,73$  и  $\Omega^I = \Omega^{II} = 0,595$ . В рассматриваемом случае  $D_2^I = D_2^{II}$ , следовательно,  $u_2^I = u_2^{II}$ , поэтому  $\Delta i^I = \Delta i^{II} = 54,73$  кДж/кг.

Удельный объем воздуха за вторым колесом

$$v_2^{II} = \frac{v_H}{\left[ 1 + \frac{\Delta i^I + \Omega^I \Delta i^{II}}{R \frac{k}{k-1} T_H} \right]^{\sigma-1}} = \frac{0,868}{\left[ 1 + \frac{(54,73 + 0,595 \cdot 54,73) 10^3}{288 \frac{1,4}{1,4-1} 298} \right]^{2,87-1}} = 0,54 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Уточненное значение коэффициента расхода второго колеса

$$\varphi_{2r}^{II} = \frac{G v_2^{II}}{\pi D_2 \tau_2 b_2^{II} u_2} = \frac{1,77 \cdot 0,54}{3,14 \cdot 0,305 \cdot 0,91 \cdot 0,015 \cdot 269,8} = 0,27.$$

Полученное значение  $\varphi_{2r}^{II}$  отличается от принятого, поэтому необходимо повторить весь расчет второго колеса, приняв в качестве исходной величины  $\varphi_{2r}^{II}$ . Результаты расчета второго приближения занесены в табл. 6.

Расчеты следует повторять до тех пор, пока величина  $\varphi_{2r}^{II}$ , получаемая в конце вычислений, будет мало отличаться от принятой в начале этого приближения.

Внутренняя мощность компрессора

$$N_i = G(\Delta i^I + \Delta i^{II}) = 1,77(54,73 + 54,73) = 193,7 \text{ кВт.}$$

Таблица 6

**Последовательность итерационного определения  $\varphi_{2r}^{\text{II}}$   
газового центробежного компрессора**

Параметр	Первое приближение	Второе приближение	Третье приближение
$\varphi_{2r}^{\text{II}}$	0,28	0,27	–
$\varphi_{2u} = K_z - \varphi_{2r} \text{ctg } \beta_{2л}$	0,73	0,736	–
$\Omega^{\text{I}} = 1 - \frac{\varphi_{2u}^{\text{I}2} + \varphi_{2r}^{\text{I}2}}{2\varphi_{2u}^{\text{I}}(1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})^{\text{I}}}$	0,595	0,595	–
$\Delta i^{\text{II}} = u_2^2 \varphi_{2u}^{\text{II}} (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})$ , кДж/кг	54,73	55,18	–
$v_2^{\text{II}} = \frac{v_{\text{H}}}{\left[ 1 + \frac{\Delta i^{\text{I}} + \Omega^{\text{I}} \Delta i^{\text{II}}}{R \frac{k}{k-1} T_{\text{H}}} \right]^{\sigma-1}}$ , м <sup>3</sup> /кг	0,54	0,537	–
$\varphi_{2r}^{\text{II}} = \frac{G v_2^{\text{II}}}{\pi D_2 \tau_2 b_2^{\text{II}} u_2}$	0,27	0,268	–

Степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_{\text{к}} = \left[ 1 + \frac{\Delta i^{\text{I}} + \Delta i^{\text{II}}}{R \frac{k}{k-1} T_{\text{H}}} \right]^{\sigma} = \left[ 1 + \frac{(54,73 + 54,73)10^3}{288 \frac{1,4}{1,4-1} 298} \right]^{2,87} = 2,44.$$

Конечное давление

$$p_{\text{к}} = p_{\text{H}} \pi_{\text{к}} = 1,01 \cdot 2,44 = 2,46 \text{ бар.}$$

Повышение температуры воздуха в компрессоре

$$\Delta t = \frac{1}{R \frac{k}{k-1}} (\Delta i^{\text{I}} + \Delta i^{\text{II}}) = \frac{1}{288 \frac{1,4}{1,4-1}} (54,73 + 54,73)10^3 = 108,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Под ред. И.А. Сакуна. – Л. : Машиностроение, 1987. – 423 с.
2. Холодильные машины / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 941 с.
3. **Очков В.Ф.** Теплотехнические этюды с Excel, Mathcad и Интернет. – СПб.: БХВ-Петербург, 2015. – 336 с.
4. **Цветков О.Б., Лаптев Ю.А.** Таблицы свойств холодильных агентов: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. – 52 с.
5. Теплотехнические этюды с Excel, Mathcad и Интернет / Под общ. ред. В.Ф. Очкова. – СПб.: БХВ-Петербург, 2014. – 336 с.

## Интернет-ресурсы

<https://play.google.com/store/apps/details?id=de.ahlersheinel.solka ne&hl=ru>  
<http://www.chillers.ru/download/programms/CoolPackTutorial.pdf>  
<http://tw.t.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/RefrMachine-R22.xmcd>  
<http://tw.t.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/RefrMachine-R407c.xmcd>  
<http://tw.t.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/RefrMachine.xmcd>

## **ПРИЛОЖЕНИЯ**



**Приложение 2**

**Последовательность итерационного определения  $\varphi_{2r}^{\text{II}}$**

Параметр	Первое приближение	Второе приближение	Третье приближение
$\varphi_{2r}^{\text{II}}$	0,18	0,17	–
$\varphi_{2u} = K_z - \varphi_{2r} \text{ctg } \beta_{2л}$	0,606	0,624	–
$\Omega^{\text{I}} = 1 - \frac{\varphi_{2u}^{\text{I}2} + \varphi_{2r}^{\text{I}2}}{2\varphi_{2u}^{\text{I}}(1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})^{\text{I}}}$	0,686	0,681	–
$\Delta i^{\text{II}} = u_2^2 \varphi_{2u}^{\text{II}} (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})$ , кДж/кг	13,3	13,4	–
$\Delta i_s^{\text{II}} = \eta_s^{\text{II}} \Delta i^{\text{II}}$ , кДж/кг	10,79	10,8	–
$i_{\text{к}с}^{\text{II}} = i_{\text{к}}^{\text{I}} + \Delta i_s^{\text{II}}$ , кДж/кг	425,1	425,3	–
$p_{\text{к}}^{\text{II}}$ (из диаграммы), бар	6,35	6,4	–
$i_{\text{к}}^{\text{II}} = i_{\text{к}}^{\text{I}} + \Delta i_s^{\text{II}}$ , кДж/кг	427,64	427,7	–
$i_2^{\text{II}} = i_{\text{к}}^{\text{I}} + \Delta i_s^{\text{II}} \Omega^{\text{II}}$ , кДж/кг	423,46	423,5	–
$v_2^{\text{II}}$ (из диаграммы), м <sup>3</sup> /кг	0,045	0,0448	–
$\varphi_{2r}^{\text{II}} = \frac{G v_2^{\text{II}}}{\pi D_2 \tau_2 b_2^{\text{II}} u_2}$	0,017	0,1695	–

Коротков Владимир Александрович  
Татаренко Юлия Валентиновна

# КОМПРЕССОРЫ ДИНАМИЧЕСКОГО ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ

**Учебно-методическое пособие**

*Ответственный редактор*  
Т.Г. Смирнова

*Титульный редактор*  
Е.О. Трусова

*Компьютерная верстка*  
Д.Е. Мышковский

*Дизайн обложки*  
Н.А. Потехина

*Печатается*  
*в авторской редакции*

---

Подписано в печать 25.04.2016. Формат 60×84 1/16  
Усл. печ. л. 2,09. Печ. л. 2,25. Уч.-изд. л. 2,0  
Тираж 50 экз. Заказ № С 22

---

Университет ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Издательско-информационный комплекс  
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9