

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

М.М. Данилов, В.А. Коротков, Ю.В. Татаренко

**ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ
ХОЛОДИЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО
КОМПРЕССОРА НА ВОЗНИКАЮЩИЕ
ОСЕВЫЕ СИЛЫ И РАЗМЕРЫ
РАЗГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА**

Учебно-методическое пособие

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

Санкт-Петербург

2016

УДК 621.515

Данилов М.М., Коротков В.А., Татаренко Ю.В. Влияние режимов работы холодильного центробежного компрессора на возникающие осевые силы и размеры разгрузочного устройства: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 35 с.

Изложена методика определения осевых сил, действующих на ротор холодильного центробежного компрессора при различных режимах его работы, и размеров разгрузочного поршня (думмиса). Приведена схема определения давления и температуры кипения рабочего вещества графическим способом.

Предназначено для магистрантов направления 16.04.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения по дисциплине «Расчет и проектирование машин, аппаратов и установок холодильной техники» очной и заочной форм обучения.

Рецензент: доктор техн. наук, проф. В.А. Пронин

Рекомендовано к печати Советом факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования, протокол № 1 от 31.08. 2016 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

© Данилов М.М., Коротков В.А., Татаренко Ю.В., 2016

ВВЕДЕНИЕ

Холодильные центробежные компрессоры могут работать на различных рабочих веществах, при разных, зависящих от условий работы, температурах кипения и конденсации. Изменяя в зависимости от этих условий окружные скорости на периферии рабочих колес или переходя на другое рабочее вещество, можно один и тот же центробежный компрессор использовать в различных холодильных машинах, что позволит значительно сократить затраты на их создание. Высокая степень унификации – важное требование к современным центробежным компрессорам.

Одним из ограничений является максимально допустимая по условиям прочности окружная скорость. В случае использования для изготовления колес легированных сталей или высокопрочных алюминиевых сплавов окружная скорость не должна превышать 300...320 м/с. При использовании титановых сплавов допустимы более высокие значения – до 400...450 м/с.

Другим ограничением является допустимая частота вращения ротора. Для «жестких» роторов, обычно применяемых в центробежных компрессорах, частота вращения не должна превышать 80 % от критической частоты вращения. При известном диаметре колеса и максимально допустимой частоте вращения окружная скорость будет тем больше, чем будет больше диаметр.

Кроме того, окружная скорость ограничивается условным числом Маха, которое не должно превышать величину 1,4, поскольку при больших числах Маха значительно снижается КПД компрессора.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В центробежных компрессорах процессы сжатия происходят непрерывно в потоке движущегося рабочего вещества. Рабочими органами центробежных компрессоров являются последовательно расположенные вращающиеся и неподвижные лопаточные аппараты (решетки). Такие решетки состоят из лопаток определенного профиля, которые расположены равномерно по окружности, а сам вращающийся лопаточный аппарат располагается в рабочем колесе. От вращающихся лопаток к движущемуся рабочему веществу

непрерывно передается механическая энергия, при этом увеличивается как кинетическая, так и потенциальная энергия рабочего вещества, т. е. его скорость и давление возрастают. Рабочее колесо размещается внутри неподвижного лопаточного аппарата (диффузора), куда поступает рабочее вещество из колеса. В диффузоре, уже без подвода энергии извне, кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную, в результате чего скорость потока уменьшается, а давление продолжает возрастать.

Центробежные компрессоры имеют значительно меньшие размеры и массу по сравнению с объемными компрессорами той же производительности, что обусловлено непрерывностью потока и высокими скоростями; они надежны в работе, так как в процессе сжатия отсутствует механическое трение. Практически полная динамическая уравновешенность вращающегося ротора (обеспечивается балансировкой ротора на специальных стендах) позволяет устанавливать такие компрессоры на легких фундаментах. Важно также отметить равномерность подачи сжатого рабочего вещества (непрерывность потока) и отсутствие его загрязнения смазочным маслом, что позволяет повысить эффективность теплообмена в аппаратах холодильной машины. Кроме того, существует возможность непосредственного соединения центробежного компрессора с высокооборотным приводом (паровой или газовой турбиной).

Холодильные машины с центробежными компрессорами применяют в таких областях, как химическая и нефтеперерабатывающая промышленность (производство синтетических спиртов, каучука, полиэтилена, парафина, масел, сжижение газов); для кондиционирования воздуха в цехах предприятий текстильной, бумажной, полиграфической, лакокрасочной и металлургической промышленности, машиностроении, в шахтах, административных зданиях и т. д.; в пищевой промышленности (для охлаждения, замораживания и хранения скоропортящихся продуктов), в пивоваренной промышленности и виноделии; в судовых холодильных установках на судах-рефрижераторах; в тепловых насосах для отопления производственных и жилых зданий; для замораживания грунтов в горном деле при проходке шахт, туннелей метрополитена, при возведении фундаментов многоэтажных зданий; при экспериментальных исследованиях, проводимых для испытаний авиа-, ракетных и других транспортных двигателей в условиях низких температур.

Центробежные компрессоры обычно выпускают многоступенчатыми. Ступень компрессора состоит из рабочего колеса, диффузора и неподвижных элементов, с помощью которых сжатое рабочее вещество выводится за пределы ступени. По конструкции различают промежуточную и концевую ступени. В промежуточной ступени за диффузором установлен обратный направляющий аппарат, с помощью которого рабочее вещество подводится к колесу последующей ступени. За диффузором концевой ступени расположено выходное устройство (улитка или сборная камера), с помощью которого рабочее вещество выводится за пределы корпуса компрессора.

Рассмотрим работу двухступенчатого центробежного компрессора. Рабочее вещество из испарителя через входное устройство поступает к рабочему колесу первой (промежуточной) ступени. Площадь сечения входного устройства обычно больше площади сечения при входе в колесо. Движение пара при этом сопровождается увеличением скорости и уменьшением давления.

Вращающиеся лопатки рабочего колеса подводят к пару механическую энергию. Вследствие этого давление, энтальпия и скорость пара возрастают. Из рабочего колеса пар, движущийся с большой скоростью, поступает сначала в безлопаточный, а затем в лопаточный диффузор. Площадь потока в обоих диффузорах по мере движения увеличивается, а его скорость уменьшается. Давление пара при этом возрастает. Такое течение называется диффузорным. Кинетическая энергия потока преобразуется в энергию давления, и энтальпия пара увеличивается.

После диффузора пар проходит радиально-кольцевой поворот и поступает на лопатки обратного направляющего аппарата, где закрученный поток раскручивается с помощью лопаток и подается на вход в колесо второй ступени. При этом пар движется примерно с одинаковой скоростью, поэтому энтальпия потока почти не меняется.

Все процессы в ступени сопровождаются потерями, поэтому энтропия рабочего вещества непрерывно возрастает.

Процессы во второй (концевой) ступени идут в основном так же, как и в первой, но после диффузора пар поступает в выходное устройство (улитку). При движении в улитке скорость пара изменяется незначительно.

Протечки пара от нагнетания к всасыванию между ступенями снижают с помощью специальных лабиринтных уплотнений.

2. ОСЕВЫЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РОТОР ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Рассмотрим промежуточную ступень компрессора (рис. 1). На рабочий и покрывной диски вращающегося колеса действуют разнонаправленные силы P_1 , P_2 , P_3 и P_4 , сумма которых составляет суммарную осевую силу P . Осевые силы возникают от давления, которое оказывает сжимаемое рабочее вещество на поверхности дисков рабочего колеса, жестко закрепленного на валу компрессора. Пар, находящийся между покрывным и рабочим дисками, в каждом из последующих сечений (по ходу потока) оказывает на эти диски одинаковое разнонаправленное давление, поэтому осевые силы в межлопаточном канале не возникают.

Определим значение силы P_1 , действующей на покрывной диск рабочего колеса. Часть сжатого пара на выходе из рабочего колеса под давлением P_2 поступает в зазор между покрывным диском вращающегося колеса и неподвижной деталью корпуса, оказывая давление на диск. Этот поток из-за разности давлений движется по направлению к лабиринтному уплотнению покрывного диска, по пути теряя давление (давление потока перед лабиринтным уплотнением будет больше, чем давление пара на входе в колесо P_0). Характер изменения давления пара, находящегося в зазоре, на покрывной диск иллюстрирует соответствующая эпюра давлений (рис. 1). Пройдя через лабиринтное уплотнение, этот пар смешивается с общим потоком, поступающим в рабочее колесо. Таким образом, можно рассматривать поток пара, вращающегося вокруг покрывного диска.

Для последующих расчетов принимаются два допущения: во-первых, угловая скорость вращения пара вокруг покрывного диска, $\omega_r = \omega/2$, где ω – угловая скорость вращения вала; во-вторых, плотность этого вращающегося потока постоянна и равна плотности пара на выходе из колеса, т. е. $\rho = \rho_2 = \text{const}$. Рассмотрим элементарное кольцо газа (пара), взятого из зазора между покрывным диском и корпусом (рис. 2). Такое кольцо имеет радиус r , толщину dr и ширину, равную единице. Объем кольца $dV = 2\pi r dr$, а масса $dm = dV\rho_2 = 2\pi\rho_2 r dr$. Центробежная сила $d\Pi_{\text{ц}} = dm r \omega_r^2 = 2\pi\rho_2 \omega_r^2 r^2 dr$, а газовая сила $d\Pi_r = dF dP = 2\pi r dr dP$. Из условия равновесия сил $d\Pi_{\text{ц}} = d\Pi_r$ получим $dP = \rho_2 \omega_r^2 r dr$.

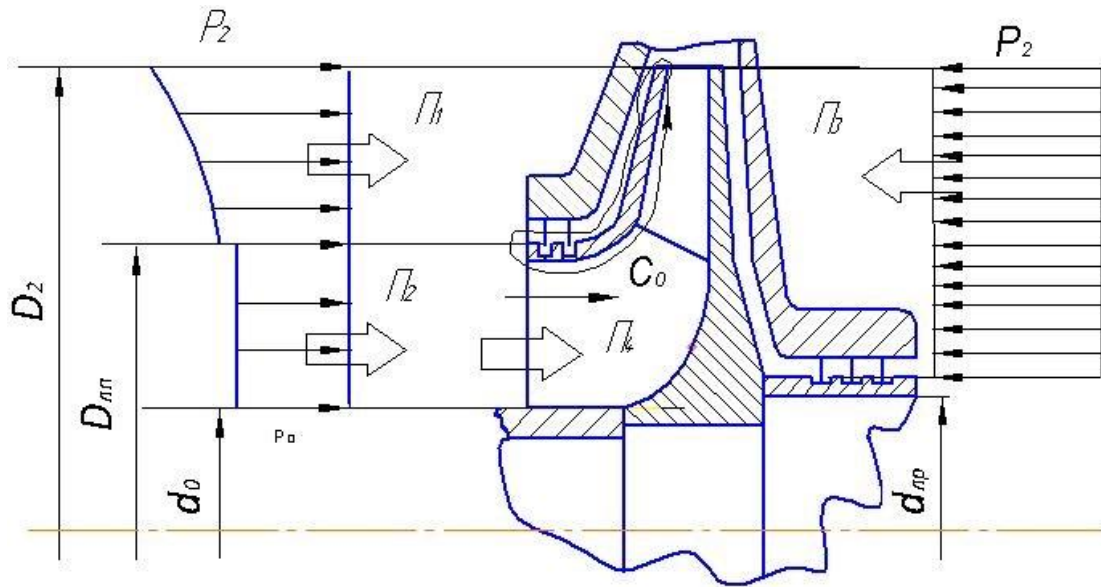


Рис. 1. Схема формирования осевых сил в рабочем колесе промежуточной ступени центробежного компрессора

Интегрируя последнее выражение, определим величину изменения приращения давления по радиусу покрывного диска (рис. 3):

$$P_{ц} = \rho_2 \omega_r^2 \int_r r dr = \rho_2 \omega_r^2 \frac{r^2}{2}.$$

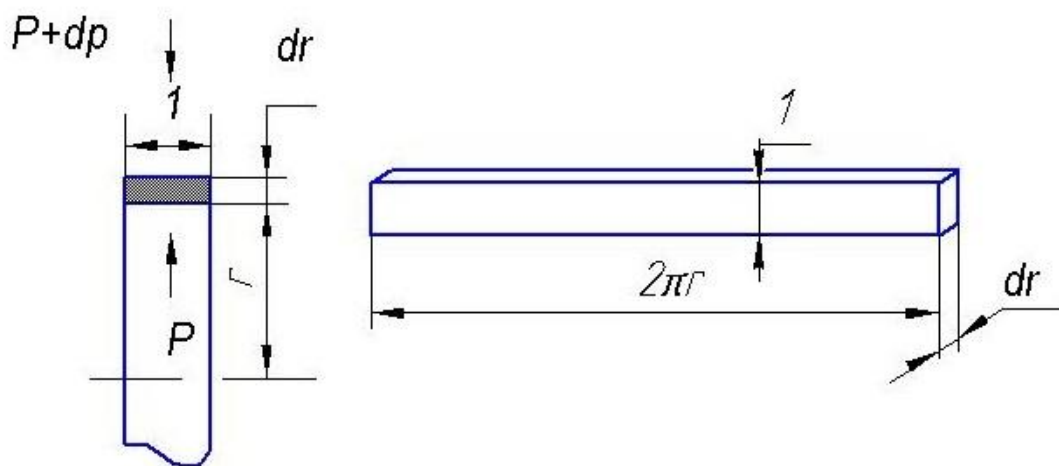


Рис. 2. Элементарное кольцо газа, подвергающееся воздействию осевой силы Π_1

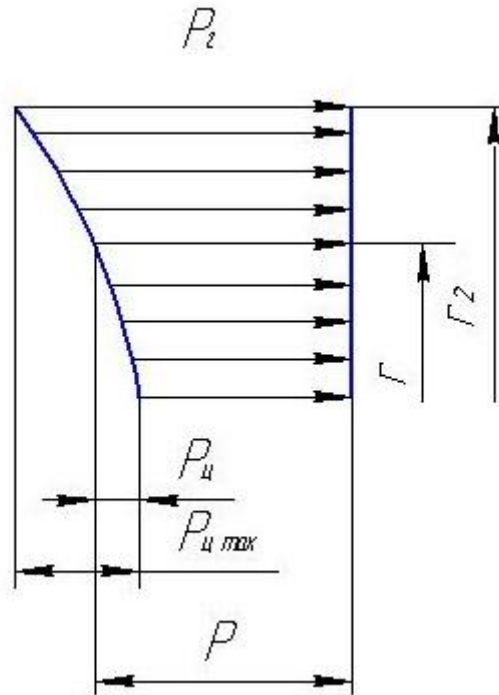


Рис. 3. Эюра переменного давления на покрывной диск рабочего колеса

Максимальное приращение давления получим на радиусе r_2 (соответствует диаметру D_2 на рис. 1):

$$P_{ц \max} = \rho_2 \omega_r^2 \frac{r_2^2}{2}.$$

Давление на любом радиусе r (см. рис. 3)

$$P = P_2 - P_{ц \max} + P_{ц} = P_2 - \rho_2 \omega_r^2 \frac{r_2^2}{2} + \rho_2 \omega_r^2 \frac{r^2}{2}.$$

Сила Π_1 определяется интегрированием давления по площади покрывного диска $F = \pi/4 (D_2^2 - D_{лп}^2)$:

$$\Pi_1 = \int_F P dF = \int_F P_2 dF - \int_F \rho_2 \omega_r^2 \frac{r_2^2}{2} dF + \int_F \rho_2 \omega_r^2 \frac{r^2}{2} dF.$$

Учитывая, что в осевом направлении $dF = 2\pi r dr$ (см. рис.2),

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= P_2 F - \rho_2 \omega_r^2 \frac{r_2^2}{2} F + \rho_2 \omega_r^2 \int_{r_{\text{лп}}}^{r_2} \frac{r^2}{2} 2\pi r dr = \\ &= \left(P_2 - \rho_2 \omega_r^2 \frac{r_2^2}{2} \right) \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{\text{лп}}^2) + \pi \rho_2 \omega_r^2 \frac{r_2^4 - r_{\text{лп}}^4}{4} . \end{aligned}$$

Учитывая, что $r^4 = D^4/16$, последний член равенства примет вид

$$\frac{\pi}{4} \rho_2 \omega_r^2 \frac{D_2^4 - D_{\text{лп}}^4}{16} = \frac{\pi}{4} \rho_2 \omega_r^2 \frac{(D_2^2 - D_{\text{лп}}^2)(D_2^2 + D_{\text{лп}}^2)}{16} .$$

Тогда сила

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{\text{лп}}^2) \left(P_2 - \rho_2 \omega_r^2 \frac{D_2^2}{8} + \rho_2 \omega_r^2 \frac{D_2^2 + D_{\text{лп}}^2}{16} \right) = \\ &= \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{\text{лп}}^2) \left[P_2 - \rho_2 \omega_r^2 \frac{D_2^2}{8} \left(1 - \frac{D_2^2 + D_{\text{лп}}^2}{2D_2^2} \right) \right] . \end{aligned}$$

Учитывая, что $\omega_r D_2 = \omega/2 \cdot 2r_2 = \omega r_2 = u_2$, запишем окончательно

$$\Pi_1 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{\text{лп}}^2) \left[P_2 - \frac{\rho_2 u_2^2}{8} \left(1 - \frac{D_2^2 + D_{\text{лп}}^2}{2D_2^2} \right) \right] .$$

Сила Π_2 , действующая на нижнюю часть рабочего диска с постоянным давлением рабочего вещества P_0 (см. рис.1),

$$\Pi_2 = \frac{\pi}{4} (D_{\text{лп}}^2 - d_0^2) P_0 .$$

Сила Π_3 , действующая на заднюю поверхность рабочего диска с постоянным давлением рабочего вещества P_2 , находящегося в зазоре между рабочим диском и корпусной деталью,

$$\Pi_3 = -\frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_{\text{лп}}^2) P_2 .$$

Сила Π_4 от скоростного напора рабочего вещества, поступающего в рабочее колесо ступени центробежного компрессора,

$$\Pi_4 = Gc_0,$$

где G – расход рабочего вещества; c_0 – скорость пара на входе в колесо.

Суммарная осевая сила

$$\begin{aligned} \Pi &= \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 + \Pi_4 = \\ &= \frac{\pi}{4} \left\{ (D_2^2 - D_{\text{лп}}^2) \left[P_2 - \frac{\rho_2 u_2^2}{8} \left(1 - \frac{D_2^2 + D_{\text{лп}}^2}{2D_2^2} \right) \right] + \right. \\ &\quad \left. + (D_{\text{лп}}^2 - d_0^2) P_0 - (D_2^2 - d_{\text{лр}}^2) P_2 \right\} + Gc_0. \end{aligned}$$

После раскрытия скобок, сокращений и перегруппировки членов уравнения получим

$$\begin{aligned} \Pi &= \left[(D_{\text{лп}}^2 - d_0^2) P_0 - (D_{\text{лп}}^2 - d_{\text{лр}}^2) P_2 - (D_2^2 - D_{\text{лп}}^2) \frac{\rho_2 u_2^2}{8} \times \right. \\ &\quad \left. \times \left(1 - \frac{D_2^2 + D_{\text{лп}}^2}{2D_2^2} \right) \right] + Gc_0. \end{aligned}$$

Суммарная осевая сила для концевой ступени определяется аналогичным образом, за исключением силы Π_3 , которая будет определяться переменным давлением, как и сила Π_1 .

3. ЦЕЛЬ И СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

При работе центробежного компрессора возникают осевые силы, действующие на ротор компрессора в сторону, противоположную движению рабочего вещества в проточной части компрессора. С помощью думмиса (разгрузочного поршня), устанавливаемого за рабочим колесом концевой ступени, уменьшается осевая сила от рабочих колес, которая передается на упорный подшипник компрессора. Для этого задуммисная полость соединяется с всасывающим

патрубком, и давление за думмисом становится близким к давлению всасывания. Так как давление перед думмисом значительно выше и примерно равно давлению на выходе из колеса концевой ступени, то возникает осевая сила, направленная в сторону, противоположную осевым силам от рабочих колес, и разгружающая упорный подшипник.

Осевые силы, действующие на ротор холодильного центробежного компрессора, определяются давлениями в его проточной части и, следовательно, зависят от режимов работы. При фиксированном значении давления конденсации изменение окружной скорости на периферии рабочих колес приводит к изменению перепада энтальпий в центробежном компрессоре и, как следствие, к изменению давления кипения. Одновременно с этим будут изменяться и осевые силы, приложенные к ротору компрессора. При определении размеров разгрузочного поршня (думмиса) следует учитывать, что они должны быть приняты такими, чтобы при возможном изменении режима работы остаточная осевая сила, приложенная к упорному подшипнику, не превышала бы допустимую. Для этого и необходимо данное исследование, в процессе которого для возможных режимов работы компрессора будут определяться не только величины осевых сил, но и размеры думмиса. Наибольшие из этих размеров должны быть приняты для конструирования холодильного центробежного компрессора.

В данной работе проводится определение для нескольких значений окружной скорости на периферии рабочих колес осевых сил, действующих на ротор, и размеров думмиса, обеспечивающих необходимую разгрузку этих сил. Полученные результаты необходимо проанализировать и дать рекомендации по выбору размеров думмиса. При анализе следует обратить внимание на то, как при постоянном давлении нагнетания изменение окружной скорости будет влиять на величину осевых сил, а также выяснить, какое из двух обстоятельств (разность давлений нагнетания и кипения или их отношение) в большей степени влияет на изменение осевых сил. По результатам анализа делаются выводы и даются рекомендации по выбору размеров думмиса.

4. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Исходными данными для расчета являются: температура конденсации t_k , диаметры рабочих колес D_2 , выходные лопаточные углы колес $\beta_{2л}$, окружные скорости на периферии рабочих колес u_2 , изотропный КПД компрессора η_s , относительная ширина колеса первой ступени на выходе потока $\bar{b}_{2,1}$ и сведения о рабочем веществе.

Для всех вариантов рассчитывается двухступенчатый компрессор, работающий по циклу с однократным дросселированием, т. е. без промежуточного подсоса паров рабочего вещества ко второй ступени. Следствием этого является равенство массовой производительности обеих ступеней компрессора.

Расчету осевых сил предшествует эскизная разработка продольного разреза ротора двухступенчатого центробежного компрессора с целью определения необходимых для расчета размеров. Конструкция ротора для всех рассчитываемых в работе вариантов одинакова и представлена на рис. 4.

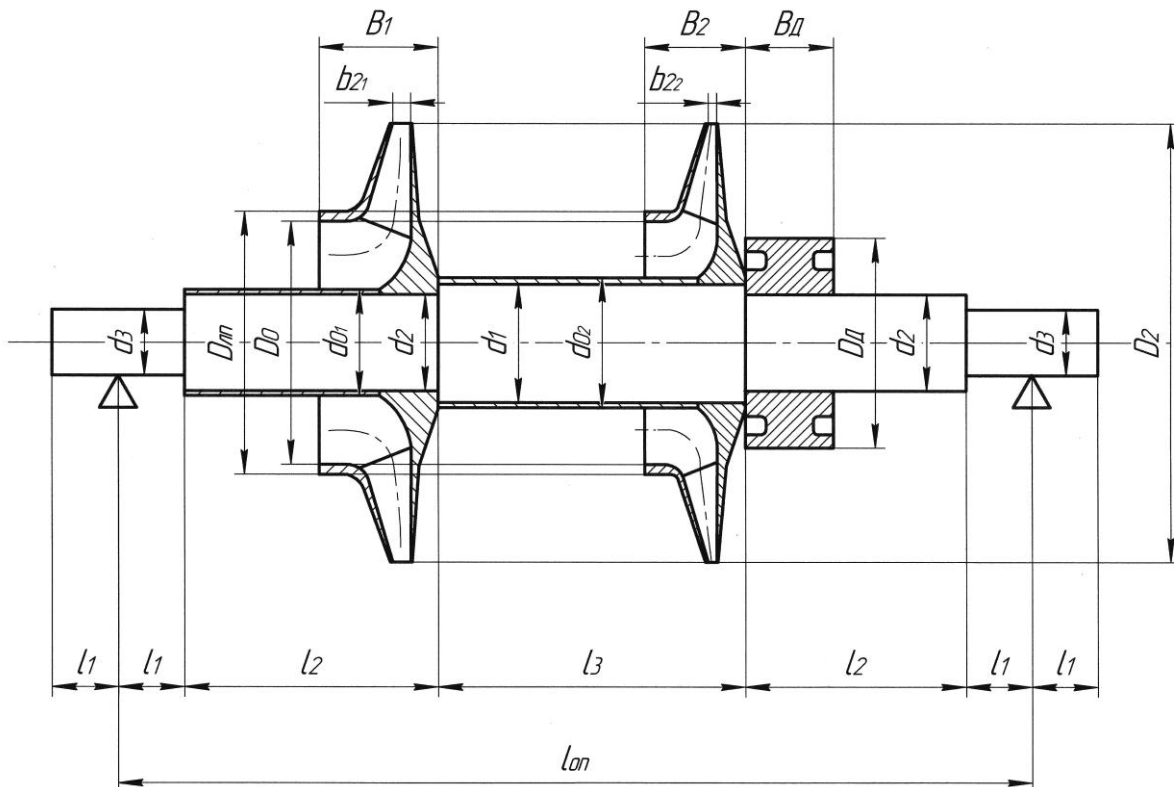


Рис. 4. Размеры ротора двухступенчатого центробежного компрессора

Ниже приведены основные размеры ротора в относительном виде, зависящие от величины наружного диаметра рабочих колес D_2 .

Диаметры участков вала:

$$\bar{d}_1 = d_1/D_2 = 0,27; \bar{d}_2 = d_2/D_2 = 0,22;$$
$$\bar{d}_3 = d_3/D_2 = 0,15.$$

Наружный диаметр втулок на входе потока в колеса первой и второй ступеней:

$$\bar{d}_{0_1} = d_{0_1}/d_2 = 1,1; \bar{d}_{0_2} = d_{0_2}/d_1 = 1,1.$$

Диаметр лабиринтных уплотнений покрывного диска

$$\bar{D}_{\text{лп}} = D_{\text{лп}}/D_2 = 0,6.$$

Внутренний диаметр покрывного диска

$$\bar{D}_0 = D_0/D_{\text{лп}} = 0,92.$$

Диаметр лабиринтных уплотнений рабочего диска $d_{\text{лр}} = d_1$.

Диаметр вала под думмисом $d_{\text{вд}} = d_2$.

Расстояние между опорами ротора

$$\bar{l}_{\text{оп}} = l_{\text{оп}}/D_2 = 2.$$

Длина участков вала:

$$\bar{l}_1 = l_1/l_{\text{оп}} = 0,075; \bar{l}_2 = l_2/l_{\text{оп}} = 0,25; \bar{l}_3 = l_3/l_{\text{оп}} = 0,35.$$

Ширина колеса первой и второй ступеней на выходе потока:

$$\bar{b}_{2_1} = b_{2_1}/D_2 - \text{задается при расчете};$$

$$\bar{b}_{2_2} = b_{2_2}/D_2 - \text{определяется в результате расчета}.$$

Общая ширина колес первой и второй ступеней:

$$\bar{B}_1 = B_1/D_2 = (0,2 + \bar{b}_{2_1}); \bar{B}_2 = B_2/D_2 = 0,2 + \bar{b}_{2_2}.$$

Ширина думмиса:

$$\bar{B}_д = B_д/D_2 = 0,2.$$

Особенностью расчета является необходимость определения для различных режимов работы давления и температуры кипения рабочего вещества по известному давлению конденсации, которое для данного состояния окружающей среды будет практически постоянно. Схема такого определения приведена в рассматриваемом ниже примере расчета. Гидравлические потери при всасывании и нагнетании не учитываются: давление торможения при всасывании в первую ступень компрессора принимается равным давлению кипения, а давление торможения при нагнетании во второй ступени – давлению конденсации.

Перегрев пара при всасывании в компрессор принимаются одинаковым для всех режимов работы в пределах $\Delta t_{\text{вс}} = 3 \dots 6 \text{ } ^\circ\text{C}$, а переохлаждение жидкости на выходе из конденсатора $\Delta t_{\text{по}} = 0 \dots 3 \text{ } ^\circ\text{C}$.

5. ПРИМЕР РАСЧЕТА ОСЕВЫХ СИЛ И ДИАМЕТРА ДУММИСА

Исходные данные:

- рабочее вещество – R12;
- температура конденсации $t_k = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- наружный диаметр рабочих колес $D_2 = 0,32 \text{ м}$;
- выходные лопаточные углы рабочих колес $\beta_{2\text{л}} = 40 \text{ } ^\circ$;
- изоэнтропный КПД $\eta_s = 0,75$;
- перегрев пара на всасывании $\Delta t_{\text{вс}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- переохлаждение жидкости на выходе из конденсатора $\Delta t_{\text{по}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- число ступеней $z = 2$;
- относительная ширина рабочего колеса первой ступени на выходе потока $\bar{b}_{2_1} = 0,07$;
- относительная ширина лопаток рабочих колес $\bar{\delta}_\text{л} = 0,018$;
- окружные скорости на выходе из рабочих колес: $u_2 = 160 \text{ м/с}$,
 $u_2 = 190 \text{ м/с}$.

Расчет для окружной скорости $u_2 = 160 \text{ м/с}$ приводится в подробном изложении. Результаты расчета сведены в таблицу, в которой указываются и результаты расчета для окружной скорости $u_2 = 190 \text{ м/с}$.

1. Число лопаток рабочего колеса, коэффициент расхода, поправки на трение и протечки, эффективный угол при выходе из колеса – эти величины определяются по заданному значению угла $\beta_{2л}$ из графиков на рис. 10.7 [1] или на рис. 3.2 [2]:

$$z_2 = 20; \varphi_{2r} = 0,23; 1 + \beta_{тр} + \beta_{пр} = 1,037; \beta_{2эф} = 43^\circ.$$

2. Поправка к коэффициенту теоретической работы на конечное число лопаток

$$k_z = 1 - \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2эф} = 1 - \frac{\pi}{20} \sin 43^\circ = 0,893.$$

3. Коэффициент теоретической работы

$$\varphi_{2u} = k_z - \varphi_{2r} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{2эф} = 0,893 - 0,23 \cdot \operatorname{ctg} 43^\circ = 0,646.$$

4. Изоэнтропный перепад энтальпий в компрессоре

$$\Delta i_{н-к_s} = z \cdot \varphi_{2u} \cdot (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}) \cdot \eta_s \cdot u_2^2 = 2 \cdot 0,646 \cdot 1,037 \cdot 0,75 \times \\ \times 160^2 = 25724 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 25,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

5. Давление конденсации (определяется по таблице термодинамических свойств R12 на линии насыщения)

$$P_k = f(t_k) = f(60^\circ \text{C}) = 15,2 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Давление конденсации наносится на термодинамическую диаграмму $i\text{--}\lg P$ для R12.

6. На термодинамической диаграмме находим положение точки Н (начало процесса сжатия), определяющей величины давления и температуры кипения (с учетом принятой величины перегрева пара на 5°C). Для этого используем метод последовательных приближений (рис. 5).

На линии давления конденсации откладываем отрезок, равный по величине изоэнтропному перепаду энтальпий в компрессоре $\Delta i_{н-к_s}$. Положение этого отрезка определяется следующим образом. Зафиксируем отрезок на линии P_k . С левого края отрезка опускается перпендикуляр ниже правой пограничной кривой до пересечения с одной из линий постоянного давления таким образом, что темпе-

ратура насыщения, соответствующая этому давлению, была бы на 5° ниже, чем температура в точке пересечения. Полученную точку пересечения обозначаем символом Н. Давление в точке Н будет соответствовать давлению кипения.

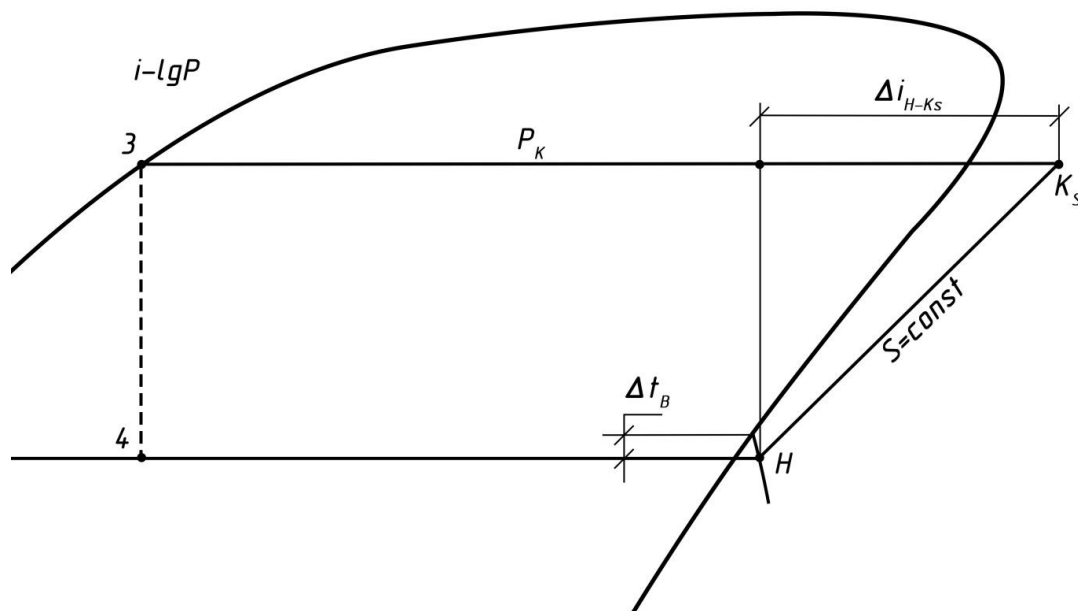


Рис. 5. Схема графического определения на диаграмме $i\text{--}\lg P$ точки Н, определяющей давление и температуру кипения

Из точки Н проводим изоэнтропу до пересечения с линией давления конденсации. Если эта изоэнтропа пройдет через правый край зафиксированного отрезка (изоэнтропного перепада энтальпий), то положение отрезка выбрано правильно, а правый край отрезка будет соответствовать точке K_s (конец изоэнтропного процесса сжатия). В противном случае положение отрезка на линии давления конденсации необходимо изменить (сдвинув вправо или влево) и вновь повторить вышеописанные построения.

Таким образом, получаем

$$P_0 = P_H = 3,63 \cdot 10^5 \text{ Па}; t_0 = 5^\circ\text{C}; t_H = 10^\circ\text{C}.$$

7. Энтальпия и удельный объем пара на входе в компрессор (по таблице термодинамических свойств перегретого пара R12)

$$i_H = 557,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; v_H = 0,049 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

8. Повышение энтальпии в компрессоре

$$\Delta i_{\text{н-к}} = z \cdot \varphi_{2\text{u}} \cdot (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}) \cdot u_2^2 = 2 \cdot 0,646 \cdot 1,037 \cdot 160^2 = \\ = 34299 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 34,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

9. Энтальпия в конце политропного процесса сжатия

$$i_{\text{к}} = i_{\text{н}} + \Delta i_{\text{н-к}} = 557,5 + 34,3 = 591,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

По известным величинам $P_{\text{к}}$ и $i_{\text{к}}$ наносим точку К на диаграмму $i\text{--lg}P$.

10. Температура и удельный объем пара в конце политропного процесса сжатия (по таблице термодинамических свойств перегретого пара R12)

$$t_{\text{к}} = 80,5^{\circ}\text{C}; v_{\text{к}} = 0,0129 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} .$$

11. Энтальпия жидкости при выходе из конденсатора (определяется при вписывании цикла холодильной машины в диаграмму $i\text{--lg}P$)

$$i_3 = i_4 = 460 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

12. Удельная холодопроизводительность цикла

$$q_0 = i_{\text{н}} - i_4 = 557,5 - 460 = 97,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

13. Число изоэнтропы в процессе сжатия Н-К

$$\sigma_s = \frac{(i_{\text{к}} - i_{\text{н}}) \cdot 10^3}{P_{\text{к}} \cdot v_{\text{к}} - P_{\text{н}} \cdot v_{\text{н}}} = \frac{(591,8 - 557,5) \cdot 10^3}{15,2 \cdot 10^5 \cdot 0,0129 - 3,63 \cdot 10^5 \cdot 0,049} = 18,84 .$$

14. Показатель изоэнтропы в процессе сжатия

$$k = \frac{\sigma_s}{\sigma_s - 1} = \frac{18,84}{18,84 - 1} = 1,056 .$$

15. Средний показатель политропы сжатия в компрессоре

$$n = \frac{\ln \left(\frac{P_K}{P_H} \right)}{\ln \left(\frac{v_H}{v_K} \right)} = \frac{\ln \left(\frac{15,2 \cdot 10^5}{3,63 \cdot 10^5} \right)}{\ln \left(\frac{0,049}{0,0129} \right)} = 1,073.$$

16. Скорость звука в паре на входе в компрессор

$$a_H = \sqrt{k \cdot P_H \cdot v_H} = \sqrt{1,056 \cdot 3,63 \cdot 10^5 \cdot 0,049} = 137,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

17. Условное число Маха по окружной скорости

$$M_u = \frac{u_2}{a_H} = \frac{160}{137,1} = 1,167.$$

Если $M_u > 1,4$, то необходимо уменьшить заданную окружную скорость u_2 и провести перерасчет.

18. Частота вращения ротора компрессора

$$n_{вр} = \frac{u_2}{\pi \cdot D_2} = \frac{160}{\pi \cdot 0,32} = 159,2 \text{ с}^{-1} = 9552 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Для ротора, представленного на рис. 4, в зависимости от наружного диаметра рабочих колес D_2 критическая частота вращения составляет 13000...16000 об/мин.

19. Политропный КПД компрессора

$$\eta_{пол} = \frac{\frac{n}{n-1}}{\frac{k}{k-1}} = \frac{\frac{1,073}{1,073-1}}{\frac{1,056}{1,056-1}} = 0,779.$$

20. Степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_K = \frac{P_K}{P_0} = \frac{15,2 \cdot 10^5}{3,63 \cdot 10^5} = 4,187.$$

21. Уточненное значение изэнтропного КПД компрессора

$$\eta_s = \frac{\pi_K^{1/\sigma_s} - 1}{\pi_K^{1/(\sigma_s \cdot \eta_{пол})} - 1} = \frac{4,187^{1/18,84} - 1}{4,187^{1/(18,84 \cdot 0,779)} - 1} = 0,775.$$

22. Коэффициент реактивности ступеней

$$\Omega_{H-2} = 1 - \frac{\varphi_{2u}^2 + \varphi_{2r}^2}{2 \cdot \varphi_{2u}(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})} = 1 - \frac{0,646^2 + 0,23^2}{2 \cdot 0,646 \cdot 1,037} = 0,65.$$

23. Удельная работа ступени

$$\begin{aligned} l = \Delta i_{H-K_1} = \Delta i_{H_2-K} &= \varphi_{2u}(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}) \cdot u_2^2 = \\ &= 0,646 \cdot 1,037 \cdot 160^2 \cdot 10^{-3} = 17,15 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

24. Повышение энтальпий в рабочих колесах первой и второй ступеней

$$\Delta i_{H-2_1} = \Delta i_{H_2-2_2} = l \cdot \Omega_{H-2} = 17,15 \cdot 0,65 = 11,15 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

25. Число политропы сжатия в компрессоре

$$\sigma = \frac{n}{n-1} = \frac{1,073}{1,073-1} = 14,7.$$

26. Давление рабочего вещества при выходе из первой ступени

$$\begin{aligned} P_{K_1} = P_H \cdot \left(1 + \frac{\Delta i_{H-K_1} \cdot 10^3}{\sigma_s \cdot P_H \cdot v_H} \right)^\sigma &= 3,63 \cdot 10^5 \cdot \left(1 + \right. \\ &\left. + \frac{17,15 \cdot 10^3}{18,84 \cdot 3,63 \cdot 10^5 \cdot 0,049} \right)^{14,7} = 7,56 \cdot 10^5 \text{ Па}. \end{aligned}$$

27. Давление рабочего вещества при выходе из колеса первой ступени

$$\begin{aligned} P_{2_1} = P_H \cdot \left(1 + \frac{\Delta i_{H-2_1} \cdot 10^3}{\sigma_s \cdot P_H \cdot v_H} \right)^\sigma &= 3,63 \cdot 10^5 \cdot \left(1 + \right. \\ &\left. + \frac{11,15 \cdot 10^3}{18,84 \cdot 3,63 \cdot 10^5 \cdot 0,049} \right)^{14,7} = 5,87 \cdot 10^5 \text{ Па}. \end{aligned}$$

28. Повышение энтальпии на участке от входа в первую ступень до выхода из колеса второй ступени

$$\Delta i_{H-2_2} = \Delta i_{H-K_1} + \Delta i_{H_2-2_2} = 17,15 + 11,15 = 28,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

29. Давление рабочего вещества при выходе из колеса второй ступени

$$P_{2_2} = P_H \cdot \left(1 + \frac{\Delta i_{H-2_2} \cdot 10^3}{\sigma_s \cdot P_H \cdot v_H} \right)^\sigma = 3,63 \cdot 10^5 \cdot \left(1 + \frac{28,3 \cdot 10^3}{18,84 \cdot 3,63 \cdot 10^5 \cdot 0,049} \right)^{14,7} = 11,95 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

30. Удельный объем рабочего вещества при выходе из колеса первой ступени

$$v_{2_1} = v_H \cdot \left(\frac{P_H}{P_{2_1}} \right)^{1/n} = 0,049 \cdot \left(\frac{3,63 \cdot 10^5}{5,87 \cdot 10^5} \right)^{1/1,073} = 0,031 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

31. Удельный объем рабочего вещества при выходе из первой ступени

$$v_{K_1} = v_H \cdot \left(\frac{P_H}{P_{K_1}} \right)^{1/n} = 0,049 \cdot \left(\frac{3,63 \cdot 10^5}{7,56 \cdot 10^5} \right)^{1/1,073} = 0,025 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

32. Удельный объем рабочего вещества при выходе из колеса второй ступени

$$v_{2_2} = v_H \cdot \left(\frac{P_H}{P_{2_2}} \right)^{1/n} = 0,049 \cdot \left(\frac{3,63 \cdot 10^5}{11,95 \cdot 10^5} \right)^{1/1,073} = 0,016 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

По определенным в расчете перепадам энтальпий и удельным объемам на диаграмму $i\text{--}\lg P$ наносятся промежуточные точки процесса сжатия 2_1 , K_1 (H_2) и 2_2 , которые, включая точки H и K , последовательно соединяются прямой (ломаной) линией, иллюстрирующей действительный процесс сжатия в основных элементах проточной части центробежного компрессора (рис. 6).

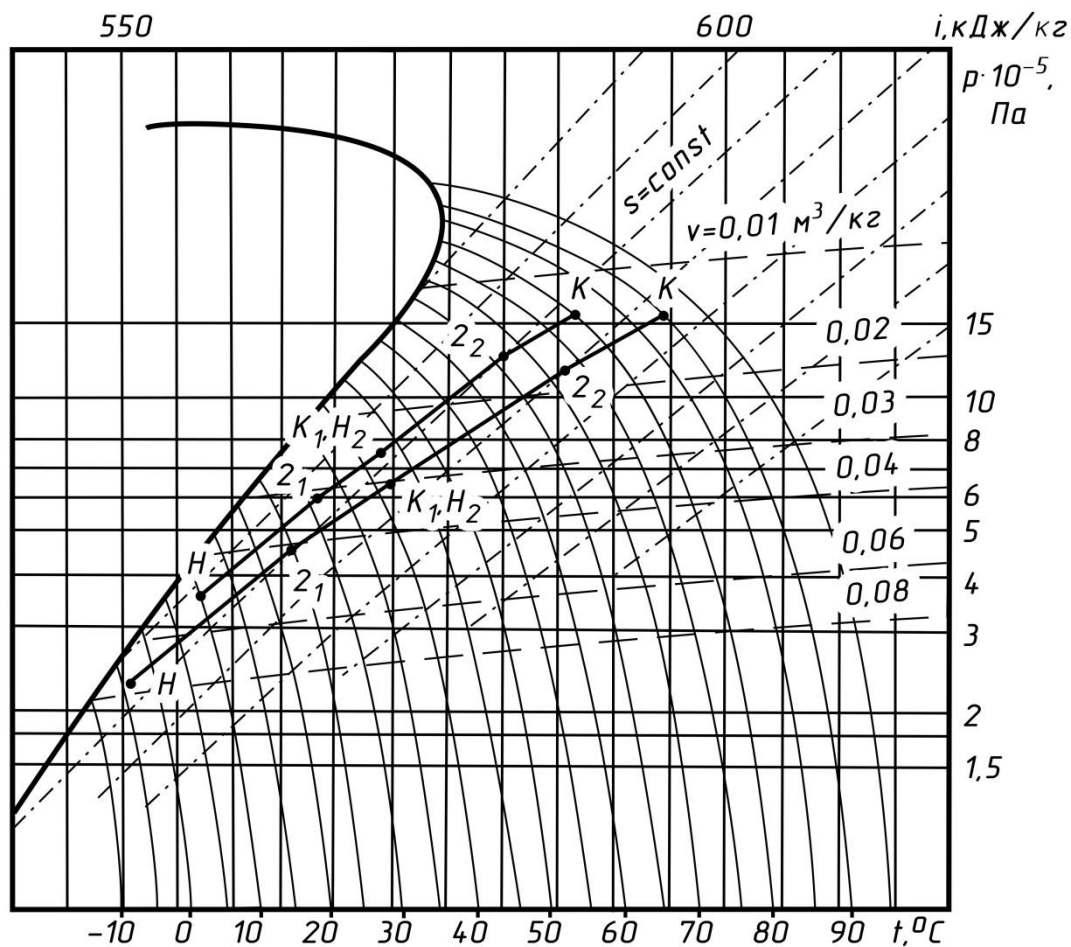


Рис. 6. Процесс сжатия рабочего вещества в основных элементах проточной части двухступенчатого центробежного компрессора при различных окружных скоростях u_2

33. Коэффициент стеснения выходного сечения рабочих колес лопатками

$$\tau_2 = 1 - \frac{0,5\bar{\delta}_л z_2}{\pi \cdot \sin \beta_{2\text{эф}}} = 1 - \frac{0,5 \cdot 0,018 \cdot 20}{\pi \cdot \sin 43^\circ} = 0,916.$$

34. Массовая производительность компрессора

$$G = \frac{\pi \cdot D_2^2 \cdot \tau^2 \cdot \varphi_{2r} \cdot \bar{b}_{21} \cdot u_2}{v_{21}} = \frac{\pi \cdot 0,32^2 \cdot 0,916 \cdot 0,23 \cdot 0,07 \cdot 160}{0,031} = 24,46 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

35. Холодопроизводительность машины

$$Q_0 = G \cdot q_0 = 24,46 \cdot 97,5 = 2385 \text{ кВт} .$$

36. Относительная ширина колеса второй ступени на выходе потока

$$\bar{b}_{2_2} = \bar{b}_{2_1} \cdot \frac{v_{2_2}}{v_{2_1}} = 0,07 \cdot \frac{0,016}{0,031} = 0,036 .$$

37. Основные размеры ротора компрессора (см. рис. 4):

– диаметры участков вала

$$d_1 = 0,27 \cdot D_2 = 0,27 \cdot 0,32 = 0,086 \text{ м};$$

$$d_2 = 0,22 \cdot D_2 = 0,22 \cdot 0,32 = 0,070 \text{ м};$$

$$d_3 = 0,15 \cdot D_2 = 0,15 \cdot 0,32 = 0,048 \text{ м};$$

– наружные диаметры втулок на входе потока в колеса первой и второй ступеней:

$$d_{01} = 1,1 \cdot d_2 = 1,1 \cdot 0,07 = 0,077 \text{ м};$$

$$d_{02} = 1,1 \cdot d_1 = 1,1 \cdot 0,086 = 0,095 \text{ м};$$

– диаметр лабиринтных уплотнений покрывного диска

$$D_{\text{лп}} = 0,6 \cdot D_2 = 0,6 \cdot 0,32 = 0,192 \text{ м};$$

– внутренний диаметр покрывного диска

$$D_0 = 0,92 \cdot D_{\text{лп}} = 0,92 \cdot 0,192 = 0,177 \text{ м};$$

– диаметр лабиринтных уплотнений рабочего диска

$$d_{\text{лр}} = d_1 = 0,086 \text{ м};$$

– диаметр вала под думмисом

$$d_{\text{вд}} = d_2 = 0,07 \text{ м};$$

– расстояние между опорами ротора

$$l_{\text{оп}} = 2 \cdot D_2 = 2 \cdot 0,32 = 0,64 \text{ м};$$

– длина участков вала

$$l_1 = 0,075 \cdot l_{\text{оп}} = 0,075 \cdot 0,64 = 0,048 \text{ м};$$

$$l_2 = 0,25 \cdot l_{\text{оп}} = 0,25 \cdot 0,64 = 0,160 \text{ м};$$

$$l_3 = 0,35 \cdot l_{\text{оп}} = 0,35 \cdot 0,64 = 0,224 \text{ м};$$

– ширина колес первой и второй ступеней на выходе потока

$$b_{21} = \bar{b}_{2_1} \cdot D_2 = 0,07 \cdot 0,32 = 0,022 \text{ м};$$

$$b_{22} = \bar{b}_{2_2} \cdot D_2 = 0,036 \cdot 0,32 = 0,012 \text{ м};$$

– общая ширина колес первой и второй ступеней

$$B_1 = (0,2 + \bar{b}_{2_1}) \cdot D_2 = (0,2 + 0,07) \cdot 0,32 = 0,086 \text{ м};$$

$$B_2 = (0,2 + \bar{b}_{2_2}) \cdot D_2 = (0,2 + 0,036) \cdot 0,32 = 0,076 \text{ м};$$

– ширина думмиса

$$B_d = 0,2 \cdot D_2 = 0,2 \cdot 0,32 = 0,064 \text{ м}.$$

38. Площадь входного сечения колеса первой ступени

$$F_{0_1} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{0_1}^2) = \frac{\pi}{4} (0,177^2 - 0,077^2) = 0,0199 \text{ м}^2.$$

39. Принимается величина удельного объема рабочего вещества при входе в колесо первой ступени

$$v_{0_1} = (1,05 \dots 1,3) v_H = 1,15 \cdot 0,049 = 0,056 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

40. Скорость рабочего вещества при входе в колесо первой ступени

$$C_{0_1} = \frac{G \cdot v_{0_1}}{F_{0_1}} = \frac{24,46 \cdot 0,056}{0,0199} = 68,83 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

41. Произведение

$$(P_{0_1} \cdot v_{0_1}) = P_H \cdot v_H - \frac{C_{0_1}^2}{2 \cdot \sigma_s} = 3,63 \cdot 10^5 \cdot 0,049 - \frac{68,83^2}{2 \cdot 18,84} =$$

$$= 17662 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2}.$$

42. Новое значение величины удельного объема рабочего вещества при входе в колесо первой ступени

$$v_{0_1} = v_H \left(\frac{P_H \cdot v_H}{P_{0_1} \cdot v_{0_1}} \right)^{\frac{1}{k-1}} = 0,049 \left(\frac{3,63 \cdot 10^5 \cdot 0,049}{17662} \right)^{\frac{1}{1,056-1}} = 0,056 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Новое значение v_{0_1} совпадает с ранее принятым в п. 39. Погрешность в разнице этих величин не должна превышать 0,005 м³/кг.

43. Давление рабочего вещества при входе в колесо первой ступени

$$P_{0_1} = \frac{(P_{0_1} \cdot v_{0_1})}{v_{0_1}} = \frac{17662}{0,056} = 3,15 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Давление P_{0_1} должно быть ниже, чем давление кипения из-за гидравлических потерь при входе потока на лопатки колеса.

44. Осевая сила, приложенная к колесу первой ступени,

$$\Pi_1 = \frac{\pi}{4} [(D_{\text{лп}}^2 - d_{0_1}^2) P_{0_1} - (D_{\text{лп}}^2 - d_{\text{лп}}^2) P_{2_1} - \frac{u_2^2}{8v_{2_1}} \left(1 - \frac{D_2^2 + D_{\text{лп}}^2}{2D_2^2} \right) \times$$

$$\times (D_2^2 - D_{\text{лп}}^2)] + G \cdot C_{0_1} = \frac{\pi}{4} [(0,192^2 - 0,077^2) \cdot 3,15 \cdot 10^5 - (0,192^2 -$$

$$- 0,086^2) \cdot 5,87 \cdot 10^5 - \frac{160^2}{8 \cdot 0,031} \times$$

$$\times \left(1 - \frac{0,32^2 + 0,192^2}{2 \cdot 0,32^2} \right) (0,32^2 - 0,192^2)] +$$

$$+ 24,46 \cdot 68,83 = -5967 \text{ Н}.$$

Знак «минус» означает, что сила действует в направлении, противоположном направлению входа потока в колесо.

45. Площадь входного сечения колеса второй ступени

$$F_{0_2} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{0_2}^2) = \frac{\pi}{4} (0,177^2 - 0,095^2) = 0,0175 \text{ м}^2.$$

46. Принимается величина удельного объема рабочего вещества при входе в колесо второй ступени

$$v_{0_2} = (1,025 \dots 1,035) v_{H_2} = 1,03 \cdot 0,025 = 0,026 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

47. Скорость рабочего вещества при входе в колесо второй ступени

$$C_{0_2} = \frac{G \cdot v_{0_2}}{F_{0_2}} = \frac{24,46 \cdot 0,026}{0,0175} = 36,34 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

48. Произведение

$$\begin{aligned} (P_{0_2} \cdot v_{0_2}) &= P_{H_2} \cdot v_{H_2} - \frac{C_{0_2}^2}{2 \cdot \sigma_s} = 7,56 \cdot 10^5 \cdot 0,025 - \frac{36,34^2}{2 \cdot 18,84} = \\ &= 18865 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2}. \end{aligned}$$

49. Новое значение величины удельного объема рабочего вещества при входе в колесо второй ступени

$$v_{0_2} = v_{H_2} \left(\frac{P_{H_2} \cdot v_{H_2}}{P_{0_2} \cdot v_{0_2}} \right)^{\frac{1}{k-1}} = 0,025 \left(\frac{7,56 \cdot 10^5 \cdot 0,025}{18865} \right)^{\frac{1}{1,036-1}} = 0,026 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Новое значение v_{0_2} совпадает с ранее принятым в п. 46. Погрешность в разнице этих величин не должна превышать $0,003 \text{ м}^3/\text{кг}$.

50. Давление рабочего вещества при входе в колесо второй ступени

$$P_{0_2} = \frac{(P_{0_2} \cdot v_{0_2})}{v_{0_2}} = \frac{18865}{0,026} = 7,26 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Давление P_{0_2} должно быть ниже, чем давление $P_{н_2}$, из-за гидравлических потерь при входе потока на лопатки колеса.

51. Осевая сила, приложенная к колесу второй ступени,

$$P_2 = \frac{\pi}{4} \left\{ (D_{лп}^2 - d_{0_2}^2) P_{0_2} - (D_{лп}^2 - d_{вд}^2) \left[P_{2_2} - \frac{u_2^2}{8v_{2_2}} \left(1 - \frac{D_{лп}^2 + d_{вд}^2}{2D_2^2} \right) \right] \right\} +$$

$$+ G \cdot C_{0_2} = \frac{\pi}{4} \{ (0,192^2 - 0,095^2) \cdot 7,26 \cdot 10^5 -$$

$$- (0,192^2 - 0,07^2) [11,95 \cdot 10^5 -$$

$$- \frac{160^2}{8 \cdot 0,016} \cdot \left(1 - \frac{0,192^2 + 0,07^2}{2 \cdot 0,32^2} \right) \} + 24,46 \cdot 36,34 = -9235 \text{ Н}.$$

52. Суммарная осевая сила, приложенная к ротору от колес первой и второй ступеней,

$$P = P_1 + P_2 = -5967 - 9235 = -15202 \text{ Н}.$$

53. Диаметр колодок упорного подшипника

$$d_{уп} = 1,15 \cdot d_3 = 1,15 \cdot 0,048 = 0,055 \text{ м}.$$

54. Число колодок упорного подшипника $z_k = 8 \dots 10$. Принимаем $z_k = 10$.

55. Принятые параметры масла, подаваемого на упорный подшипник:

- плотность масла $\rho_m = 0,87 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$;
- теплоемкость масла $c_m = 1,89 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$;
- повышение температуры масла в подшипнике $\Delta t_m = 15 \text{ }^\circ\text{C}$.

56. Осевое усилие, воспринимаемое подшипником,

$$P_{под} = 0,007 \cdot z_k \cdot d_{уп}^2 \cdot \rho_m \cdot c_m \cdot \Delta t_m = 0,007 \cdot 10 \cdot 0,055^2 \cdot 0,87 \cdot 10^3 \times$$

$$\times 1,89 \cdot 10^3 \cdot 15 = 5223 \text{ Н}.$$

57. Осевое усилие, которое должно быть создано думмисом,

$$P_d = -(P + P_{под}) = -(-15202 + 5223) = 9979 \text{ Н}.$$

58. Давление перед думмисом

$$P_d = P_{2_2} - \frac{u_2^2}{8v_{2_2}} \left(1 - \frac{d_{вд}^2}{D_2^2} \right) = 11,95 \cdot 10^5 - \frac{160^2}{8 \cdot 0,016} \cdot \left(1 - \frac{0,07^2}{0,32^2} \right) =$$

$$= 10,05 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

59. Диаметр думмиса

$$D_d = d_{вд} \left[1 + \frac{4P_d}{\pi \cdot d_{вд}^2 (P_d - P_n)} \right]^{0,5} =$$

$$= 0,07 \left[1 + \frac{4 \cdot 9979}{\pi \cdot 0,07^2 (10,05 - 3,63) \cdot 10^5} \right]^{0,5} =$$

$$= 0,157 \text{ м.}$$

Таблица

Результаты расчета

№ п/п	Величина	При окружной скорости u_2 , м/с	
		160	190
1	Число лопаток рабочего колеса z_2	20	20
2	Коэффициент расхода φ_{2r}	0,23	0,23
3	Поправки на трение и протечки $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$	1,037	1,037
4	Эффективный угол на выходе из колеса $\beta_{2 эф}$, град	43	43
5	Поправка к коэффициенту теоретической работы на конечное число лопаток k_z	0,893	0,893
6	Коэффициент теоретической работы φ_{2u}	0,646	0,646
7	Изоэнтропный перепад энтальпий в компрессоре $\Delta i_{н-к_s}$, кДж/кг	25,7	36,3
8	Давление конденсации P_k , Па	$15,2 \cdot 10^5$	$15,2 \cdot 10^5$

Продолжение

№ п/п	Величина	При окружной скорости u_2 , м/с	
		160	190
9	Давление кипения в испарителе $P_0 = P_n$, Па	$3,63 \cdot 10^5$	$2,28 \cdot 10^5$
10	Температура кипения в испарителе t_0 , °C	5	–9
11	Температура начала процесса сжатия в компрессоре t_n , °C	10	–4
12	Энтальпия пара на входе в компрессор i_n , кДж/кг	557,5	550,8
13	Удельный объем пара на входе в компрессор v_n , м ³ /кг	0,049	0,077
14	Повышение энтальпии в компрессоре Δi_{n-k} , кДж/кг	34,3	48,4
15	Энтальпия в конце политропного процесса сжатия i_k , кДж/кг	591,8	599,2
16	Температура в конце политропного процесса сжатия t_k , °C	80,5	90
17	Удельный объем пара в конце политропного процесса сжатия v_k , м ³ /кг	0,0129	0,0136
18	Энтальпия жидкости на выходе из конденсатора $i_3 = i_4$, кДж/кг	460	460
19	Удельная холодопроизводительность цикла q_0 , кДж/кг	97,5	90,8
20	Число изоэнтропы в процессе сжатия Н-К σ_s	18,84	15,52
21	Показатель изоэнтропы в процессе сжатия k	1,056	1,069
22	Средний показатель политропы сжатия в компрессоре n	1,073	1,094
23	Скорость звука в паре на входе в компрессоре a_n , м/с	137,1	137
24	Условное число Маха по окружной скорости M_u	1,167	1,387
25	Частота вращения ротора компрессора $n_{вр}$, с ⁻¹ (об/мин)	159,2 (9552)	189,1 (11346)
26	Политропный КПД компрессора $\eta_{пол}$	0,779	0,751
27	Степень повышения давления в компрессоре π_k	4,187	6,667
28	Уточненное значение изоэнтропного КПД компрессора η_s	0,775	0,734
29	Коэффициент реактивности $\Omega_{н-2}$	0,65	0,65

Продолжение

№ п/п	Величина	При окружной скорости u_2 , м/с	
		160	190
30	Удельная работа ступени I, кДж/кг	17,15	24,19
31	Повышение энтальпии в рабочих колесах первой и второй ступеней $\Delta i_{H-2_1} = \Delta i_{H_2-2_2}$, кДж/кг	11,15	15,72
32	Число политропы сжатия в компрессоре σ	14,7	11,64
33	Давление рабочего вещества при выходе из первой ступени P_{K_1} , Па	$7,56 \cdot 10^5$	$6,14 \cdot 10^5$
34	Давление рабочего вещества при выходе из колеса первой ступени P_{2_1} , Па	$5,87 \cdot 10^5$	$4,38 \cdot 10^5$
35	Повышение энтальпии на участке от входа в первую ступень до выхода из колеса второй ступени Δi_{H-2_2} , кДж/кг	28,3	39,91
36	Давление рабочего вещества при выходе из колеса второй ступени P_{2_2} , Па	$11,95 \cdot 10^5$	$11,19 \cdot 10^5$
37	Удельный объем рабочего вещества при выходе из колеса первой ступени v_{2_1} , м ³ /кг	0,031	0,042
38	Удельный объем рабочего вещества при выходе из первой ступени v_{K_1} , м ³ /кг	0,025	0,031
39	Удельный объем рабочего вещества при выходе из колеса второй ступени v_{2_2} , м ³ /кг	0,016	0,018
40	Коэффициент стеснения выходного сечения рабочих колес лопатками τ_2	0,916	0,916
41	Массовая производительность компрессора G, кг/с	24,46	21,45
42	Холодопроизводительность машины Q ₀ , кВт	2385	1948
43	Относительная ширина колеса второй ступени на выходе потока $\bar{b}_{2_2}$	0,036	0,03
44	Основные размеры ротора компрессора, м:		
	d ₁	0,086	0,086
	d ₂	0,07	0,07
	d ₃	0,048	0,048
	d _{0_1}	0,077	0,077

Продолжение

№ п/п	Величина	При окружной скорости u_2 , м/с	
		160	190
	d_{0_2}	0,095	0,095
	$D_{лп}$	0,192	0,192
	D_0	0,177	0,177
	$d_{лр}$	0,086	0,086
	$d_{вд}$	0,070	0,070
	$l_{оп}$	0,640	0,640
	l_1	0,048	0,048
	l_2	0,160	0,160
	l_3	0,224	0,224
	b_{2_1}	0,022	0,022
	b_{2_2}	0,012	0,010
	B_1	0,086	0,086
	B_2	0,076	0,074
	B_d	0,064	0,064
45	Площадь входного сечения колеса первой ступени F_{0_1} , м ²	0,0199	0,0199
46	Принятая величина удельного объема рабочего вещества при входе в колесо первой ступени v_{0_1} , м ³ /кг	0,056	0,100
47	Скорость рабочего вещества при входе в колесо первой ступени c_{0_1} , м/с	68,83	107,79
48	Произведение ($P_{0_1} \cdot v_{0_1}$), м ² /с ²	17662	17182
49	Новое значение величины удельного объема рабочего вещества при входе в колесо первой ступени, v_{0_1} , м ³ /кг	0,056	0,105
50	Давление рабочего вещества при входе в колесо первой ступени P_{0_1} , Па	$3,15 \cdot 10^5$	$1,64 \cdot 10^5$
51	Осевая сила, приложенная к колесу первой ступени Π_1 , Н	-5967	-5620
52	Площадь входного сечения колеса второй ступени F_{0_2} , м ²	0,0175	0,0175

Окончание

№ п/п	Величина	При окружной скорости u_2 , м/с	
		160	190
53	Принятая величина удельного объема рабочего вещества при входе в колесо второй ступени v_{02} , м ³ /кг	0,026	0,032
54	Скорость рабочего вещества при входе в колесо второй ступени c_{02} , м/с	36,34	39,22
55	Произведение $(P_{02} \cdot v_{02})$, м ² /с ²	18865	18984
56	Новое значение величины удельного объема рабочего вещества при входе в колесо второй ступени v_{02} , м ³ /кг	0,026	0,032
57	Давление рабочего вещества при входе в колесо второй ступени P_{02} , Па	$7,26 \cdot 10^5$	$5,93 \cdot 10^5$
58	Осевая сила, приложенная к колесу второй ступени P_2 , Н	−9235	−7987
59	Суммарная осевая сила, приложенная к ротору от колес первой и второй ступеней P , Н	−15202	−13607
60	Диаметр колодок упорного подшипника $d_{уп}$, м	0,055	0,055
61	Число колодок упорного подшипника z_k	10	10
62	Осевое усилие, воспринимаемое подшипником $P_{под}$, Н	5223	5223
63	Осевое усилие, которое должно быть создано думмисом P_d , Н	9979	8384
64	Давление перед думмисом P_d , Па	$10,05 \cdot 10^5$	$8,8 \cdot 10^5$
65	Диаметр думмиса D_d , м	0,157	0,146

6. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Сравнение результатов расчета показывает, что наибольшая осевая сила (при принятых условиях) возникает на режиме наименьшей окружной скорости на периферии рабочих колес.

Наибольшее различие в осевых силах наблюдается во второй ступени. Это объясняется тем, что в первой ступени по мере

увеличения окружной скорости разность давлений на выходе и входе в рабочее колесо будет меньше, чем во второй ступени.

Рост осевых сил от снижения окружной скорости также обусловлен ростом разности давлений. Первопричиной же являются более высокие давления рабочего вещества при малых окружных скоростях, что обуславливается заданным постоянным давлением конденсации (конца процесса сжатия).

Важный вывод состоит в том, что определяющим фактором, влияющим на величину возникающих осевых сил, является разность, а не отношение, давлений рабочего вещества в колесах центробежного компрессора.

По результатам анализа можно рекомендовать для дальнейшего проектирования выбрать максимальную (из рассчитанных вариантов) величину диаметра думмиса, который должен гарантированно разгрузить упорный подшипник при заданных режимах работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основная

1. Холодильные машины / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.

2. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч. 2: Учеб. пособие / Под ред. А.А. Малышева. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2012. – 270 с.

Дополнительная

Воронецкий А.В. Современные центробежные компрессоры. Вопросы оптимального применения в различных отраслях промышленности: Сб. статей. – М.: ЗАО «Премииум инжиниринг», 2007. – 144 с.

Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. / Под ред. С.Н. Богданова. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	3
2. ОСЕВЫЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РОТОР ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА.....	6
3. ЦЕЛЬ И СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.....	10
4. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.....	12
5. ПРИМЕР РАСЧЕТА ОСЕВЫХ СИЛ И ДИАМЕТРА ДУММИСА.....	14
6. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ	31
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	33

Данилов Михаил Михайлович
Коротков Владимир Александрович
Татаренко Юлия Валентиновна

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НА ВОЗНИКАЮЩИЕ ОСЕВЫЕ СИЛЫ И РАЗМЕРЫ РАЗГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА

Учебно-методическое пособие

Ответственный редактор
Т.Г. Смирнова

Титульный редактор
Е.О. Трусова

Компьютерная верстка
Н.В. Гуральник

Дизайн обложки
Н.А. Потехина

*Печатается
в авторской редакции*

Подписано в печать 26.12.2016. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 2,09. Печ. л. 2,25. Уч.-изд. л. 2,0
Тираж 50 экз. Заказ № С 72

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

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