

УДК 621.51

Варианты компоновки ступеней в вихревом многоступенчатом компрессоре

Сергеев В. Н.^{1,*}, Белотелова Л. Н.¹,
Смирнова Е. С.¹

[*vozduhoduvka@mail.ru](mailto:vozduhoduvka@mail.ru)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

В статье рассмотрены варианты компоновки ступеней многоступенчатого вихревого компрессора с промежуточным охлаждением. Критерием выбора компоновки принята согласованность работы всех ступеней, обеспечивающая работу компрессора в зоне максимального КПД. Согласованность обеспечивалась по коэффициенту расхода, который поддерживался постоянным. Рассмотрены также варианты распределения нагрузки по ступеням в виде распределения общей степени повышения давления. Показано, что согласования в работе ступеней можно добиться, в частности, с использованием рабочих колес с одинаковыми наружным диаметром и геометрией проточной части, но с различной частотой вращения ступеней, убывающей с повышением номера ступени. Для этого вихревой компрессор предложено выполнить по известной схеме многовального мультипликаторного центробежного компрессора. Все выводы в статье подтверждены расчетными зависимостями, приведенными в виде графиков.

Ключевые слова: вихревая ступень, коэффициент расхода, компоновка ступени, частота вращения ротора, геометрия ступени

Вихревые машины относятся к машинам динамического действия (к таким, как центробежные и осевые компрессоры) и обладают общими положительными качествами: сухая проточная часть, плавная подача газа, хорошая уравновешенность [3,4,9]. Спиралевидное движение рабочей среды в проточной части вихревой ступени приводит к увеличению коэффициента удельной работы (напора) и отсутствию помпажных явлений, т.е. к устойчивой работе во всем диапазоне расхода, что дает возможность получить относительно высокую степень повышения давления при малых окружных скоростях (низкооборотный привод) [1,2].

Но влияние перетечек через зазоры при наличии окружного градиента давления и особенно перенос газа высокого давления через отсекатель со стороны нагнетания на сторону всасывания приводит к существенному снижению коэффициента полезного действия, что вызывает увеличение потребляемой мощности и сильный нагрев рабочей среды и машины в целом [2,8,10]. Эти явления особенно заметно сказываются при работе

машины на малых коэффициентах расхода, хотя при этом резко увеличивается коэффициент напора.

Сильный нагрев рабочей среды и ограничение по допустимому значению критерия Маха, т.е. по окружной скорости (для вихревой ступени $Mu \leq 0,3$) приводит к ограничению степени повышения давления в одной вихревой ступени. Выход из этого: переход к многоступенчатому сжатию с применением промежуточного охлаждения. В этом случае можно получить в вихревом многоступенчатом компрессоре степень повышения давления $\pi=2,5..3,0$ при приемлемых значениях производительности компрессора [2]. Однако, при многоступенчатом сжатии необходимо обеспечить согласованность в работе ступеней многоступенчатого компрессора.

При выполнении вихревого компрессора многоступенчатым необходимо рассмотреть более детально такую особенность работы ступеней, как влияние на них уменьшения объемной производительности по мере увеличения давления по тракту машины (особенно с учетом промежуточного охлаждения), что приводит к уменьшению расчетных габаритов ступени и увеличению частоты вращения рабочего колеса. Следует также учесть переход в этом случае на режим меньшего коэффициента расхода, что вызывает уменьшение КПД. Обычно зона приемлемого значения КПД находится в диапазоне изменения коэффициента расхода $\varphi=0,3..0,5$.

Можно рассмотреть три варианта компоновки ступеней в многоступенчатом вихревом компрессоре (например, при трех ступенях):

а) одинаковая частота вращения рабочих колес во всех ступенях. В этом случае от ступени к ступени уменьшается размер рабочего колеса D_k и осуществляется переход на точку характеристики с меньшим значением коэффициента расхода φ при увеличении коэффициента напора $\psi_{ад}$. В этом варианте значение КПД уменьшается не только в связи с переходом на меньшее значение φ , но и вследствие уменьшения размеров ступени (возрастает роль перетечек);

б) обеспечение работы всех ступеней на точке одинакового значения коэффициента расхода φ и коэффициента напора $\psi_{ад}$ (выбирается, как правило, в области максимального КПД $\eta_{ад}$). Уменьшение объемного расхода по ступеням вызывает снижение размеров ступени и существенное увеличение частоты вращения роторов ступеней. При этом необходимо учитывать изменение характеристик ступеней в относительных параметрах, а также решать проблемы привода концевых ступеней;

в) одинаковые величины всех размеров и диаметров рабочих колес по ступеням ($D_k = \text{const}$). В этом случае от ступени к ступени уменьшается значение коэффициента расхода и частота вращения роторов; характеристика в безразмерных параметрах от ступени к ступени не меняется.

По соображениям унификации и упрощения наиболее приемлемым можно считать вариант «в» ($D_k = \text{const}$). Многоступенчатый многовальный компрессор с различной частотой вращения роторов можно выполнить с использованием известной схемы многовальной конструкции мультипликаторных центробежных компрессоров [5].

Уменьшение частоты вращения роторов по ступеням обеспечивается соответствующим изменением передаточного отношения зубчатых передач. Применение

двухсторонней проточной части [6,7] вихревой ступени приводит к отсутствию осевой нагрузки, что облегчает работу подшипников низкооборотного зубчатого колеса.

Для иллюстрации применимости различных вариантов компоновки вихревых ступеней в многоступенчатом компрессоре ниже приводятся результаты расчета вихревого компрессора на следующие исходные данные:

Рабочая среда - воздух

Показатель адиабаты

$$k := 1.4$$

Газовая постоянная

$$R_{\text{газ}} := 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Давление всасывания

$$p_{\text{нач}} := 100 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

Температура газа на всасывании

$$T_{\text{нач}} := 296 \text{ К} \quad +$$

Давление нагнетания

$$p_{\text{кон}} := 250 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

Производительность

$$V_{\text{нач}} := 150 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

Расчет проведен для трехступенчатого вихревого компрессора $z=3$; потери в промежуточных теплообменниках – 5%, т.е. $\varepsilon=0,95$.

В расчете использовалась экспериментальная характеристика ступени ($\psi_{\text{ад}} = f(\varphi)$; $\eta_{\text{ад}} = f(\varphi)$) малоразмерного вихревого нагнетателя ВВК-4 с двумя параллельными периферийно-боковыми каналами и серповидными лопатками рабочего колеса ($d_u=0,12$; $K_f=0,754$) [6].

Упрощения при расчете:

- во всех вариантах характеристика вихревой ступени в безразмерных параметрах принималась неизменной;
- расчет проведен без учета недоохлаждения в промежуточных теплообменниках, т.е. принято постоянство значений начальной температуры по всем ступеням $T_{\text{нач}1}=T_{\text{нач}2}=T_{\text{нач}3}$.

Эффективность выбранного варианта компоновки ступеней в многоступенчатом вихревом компрессоре зависит ещё и от перераспределения нагрузки по ступеням, т.е. от перераспределения по ступеням общей степени повышения давления в компрессоре.

В расчете рассмотрены три варианта распределения степени повышения давления π по ступеням:

-вариант I : $\pi_1 = \pi_2 = \pi_3$

-вариант II:

$$\pi_2 := \sqrt[3]{\frac{\pi_{\text{общ}}}{\varepsilon}} = 1.381 \quad \pi_1 := 1.15 \cdot \pi_2 = 1.588 \quad \pi_3 := \frac{\pi_2}{1.15} = 1.201$$

-вариант III:

$$\pi_2 := \sqrt[3]{\frac{\pi_{\text{общ}}}{\epsilon}} = 1.381 \quad \pi_1 := \frac{\pi_2}{1.15} = 1.201 \quad \pi_3 := 1.15 \cdot \pi_2 = 1.588$$

Результаты расчета представлены на рис. 1, 2, 3, где показаны зависимости наружного диаметра рабочего колеса D_k и коэффициента расхода ϕ от частоты вращения для каждой ступени трехступенчатого компрессора при трех вариантах распределения нагрузки по ступеням.

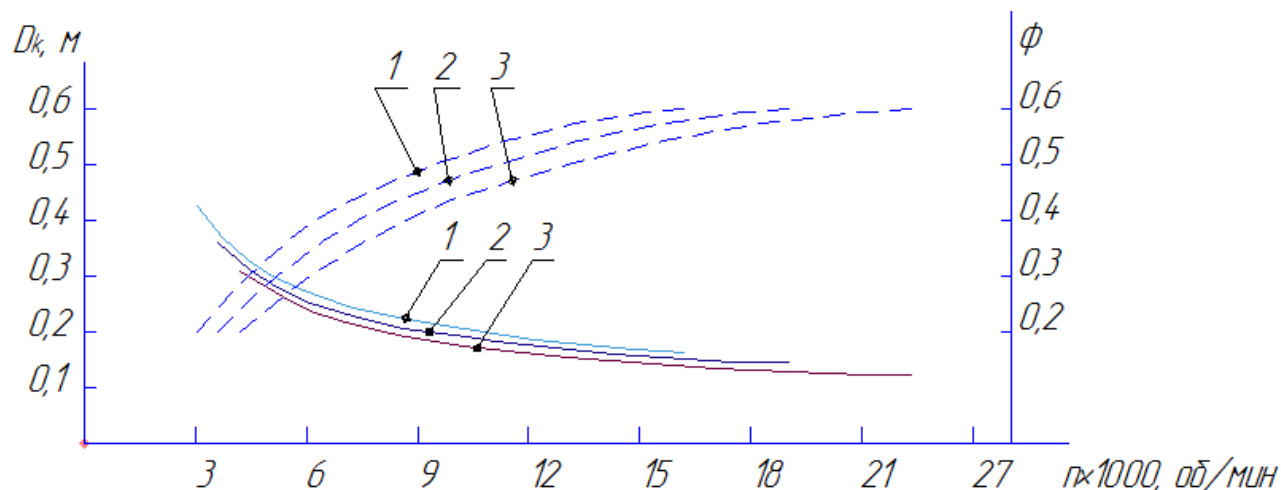


Рис.1. Зависимость диаметра колеса D_k и коэффициента расхода ϕ от частоты вращения ротора n для I варианта распределения нагрузки по ступеням. 1,2,3 – номера ступеней $D_k=f(n)$; - - - $\phi=f(n)$

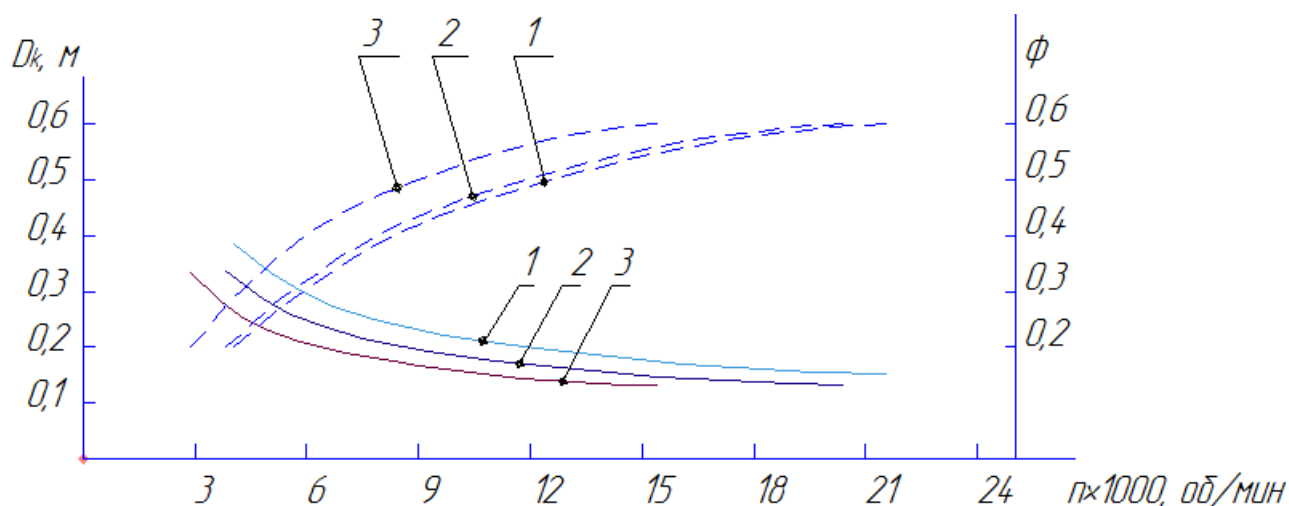


Рис.2. Зависимость диаметра колеса D_k и коэффициента расхода ϕ от частоты вращения ротора n для II варианта распределения нагрузки по ступеням. 1,2,3 – номера ступеней $D_k=f(n)$; - - - $\phi=f(n)$

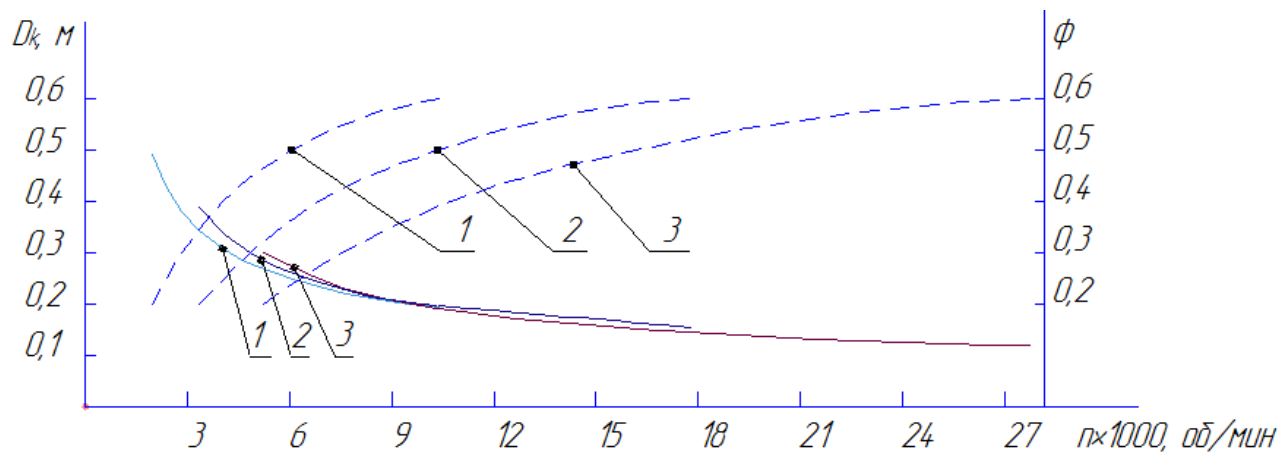


Рис.3. Зависимость диаметра колеса D_k и коэффициента расхода ϕ от частоты вращения ротора n для III варианта распределения нагрузки по ступеням. 1,2,3 – номера ступеней $D_k=f(n)$; - - - $\phi=f(n)$

Зависимости, рис. 4, 5, 6, дают возможность оценить изменение параметров вихревых ступеней (D_k , n , ϕ) при трех вариантах компоновки ступеней в многоступенчатом компрессоре: $\phi=\text{const}$, $D_k=\text{const}$ или $n=\text{const}$ с учетом различного распределения нагрузки по ступеням (варианты I, II, III).

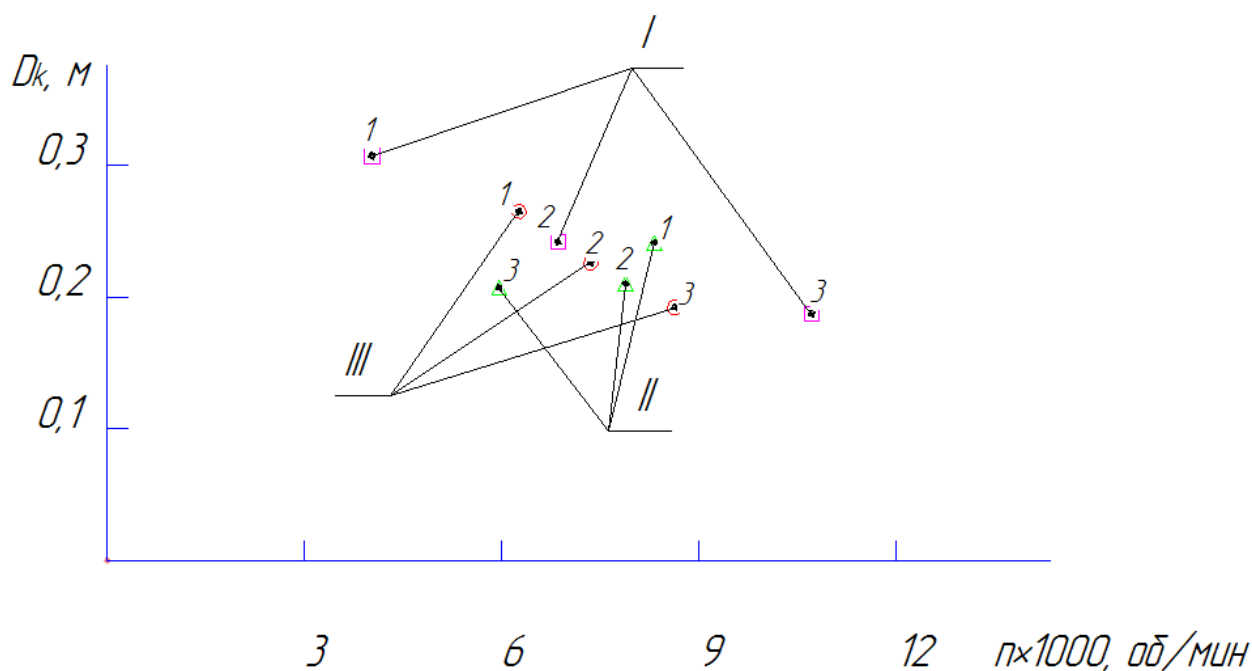


Рис.4. Соответствующие значения диаметра рабочего колеса D_k и частоты вращения ротора n при постоянном коэффициенте расхода по ступеням $\phi=0,4=\text{const}$ 1,2,3 – номера ступеней; I, II, III – варианты распределения нагрузки по ступеням.

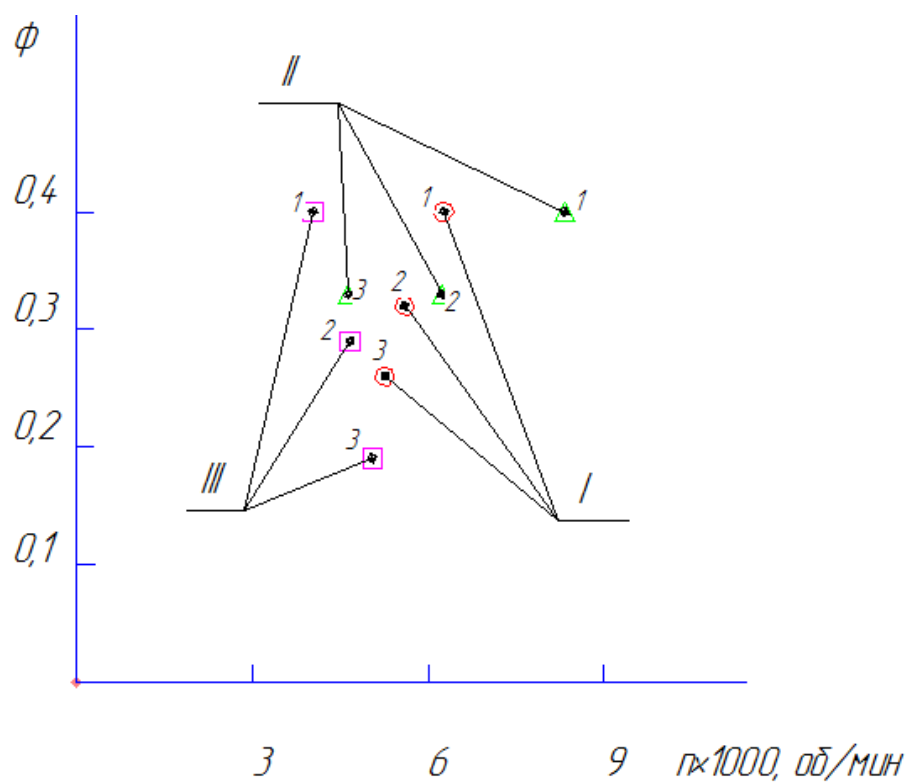


Рис.5. Соответствующие значения коэффициента расхода ϕ и частоты вращения ротора n при постоянном значении диаметра рабочего колеса по ступеням $D_k = \text{const}$ 1,2,3 – номера ступеней; I, II, III – варианты распределения нагрузки по ступеням.

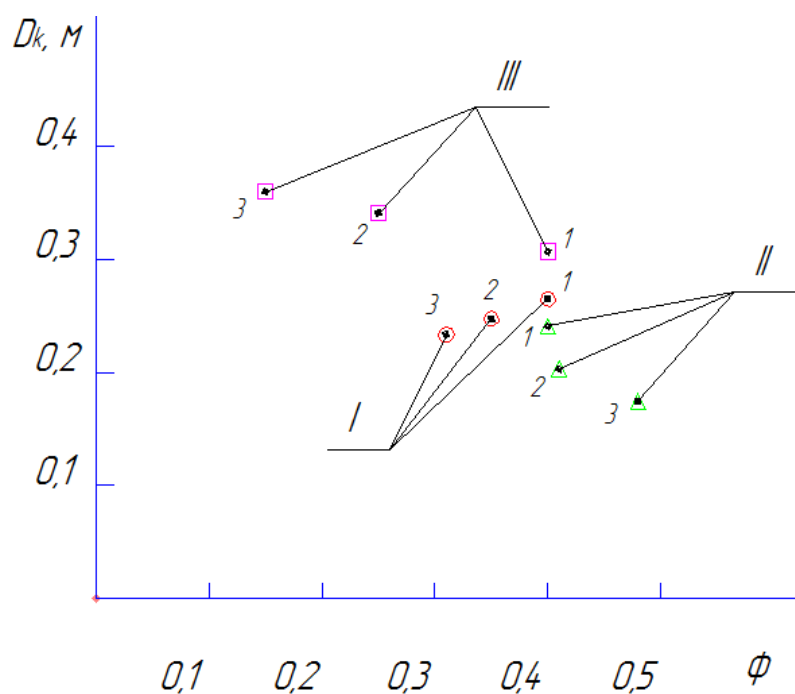


Рис.6. Соответствующие значения диаметра рабочего колеса D_k и коэффициента расхода ϕ при постоянной частоте вращения ротора по ступеням $n = \text{const}$ 1,2,3 – номера ступеней; I, II, III – варианты распределения нагрузки по ступеням.

При выборе приемлемого варианта необходимо учесть следующие факторы: значение коэффициента расхода φ должно располагаться в диапазоне $\varphi > 0,3$ (зона максимального КПД); диаметры рабочих колес по всем ступеням должны быть $D_k > 0,2$ для поддержания неизменной характеристики ступени в безразмерных параметрах $\psi_{ад} = f(\varphi)$; $\eta_{ад} = f(\varphi)$.

Этим требованиям соответствуют несколько вариантов:

№1 – при выполнении всех ступеней с $\varphi = 0,4 = \text{const}$ и более нагруженной первой ступенью, но при этом меняются диаметры колес и частота вращения по ступеням;

№2 – вариант с одинаковыми диаметрами рабочих колес $D_k = \text{const}$ и более нагруженной первой ступенью; изменение коэффициента расхода

$\varphi = 0,4 \dots 0,3$ (в допустимых пределах) и требуются переменные частоты вращения по ступеням;

№3 – вариант с постоянной частотой вращения по ступеням $n = \text{const}$; коэффициент расхода также $\varphi = 0,4 \dots 0,3$, диаметр колес по ступеням различный, но $D_k > 0,2$ м, распределение нагрузки – равномерное по ступеням (вариант I).

С учетом результатов рассмотрения зависимостей, показанных на рис. 1-6, и по конструктивным соображениям можно считать наиболее приемлемым вариантом компоновки ступеней в многоступенчатом вихревом компрессоре выполнение всех рабочих колес с одинаковым диаметром и одинаковыми размерами меридионального сечения проточной части, т.е. $D_k = \text{const}$. Применение многовальная [5] схемы компрессора дает возможность обеспечить переменные числа оборотов по ступеням и компактно разместить промежуточные теплообменники.

Список литературы

1. Виршубский И.М., Рекстин Ф.С., Шквар А.Я. Вихревые компрессоры. Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1988. 271 с.
2. Хмара В.Н. Теория и расчет вихревых вакуумных компрессоров: учеб. пособие / под ред. П.И. Пластинина. М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1988. 44 с.
3. Чистяков Ф.М., Игнатенко В.В., Романенко Н.Т., Фролов Е.С. Центробежные компрессорные машины. М.: Машиностроение, 1969. 328 с.
4. Галёркин Ю.Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. М.: Информационно-издательский центр «КХТ», 2010. 596 с.
5. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. М.: Машиностроение, 1995. 240 с.
6. Сергеев В.Н., Хмара В.Н., Белотелова Л.Н., Радугин М.А., Волошин П.А., Оськин С.А. Исследование ступени вихревого нагнетателя с периферийно-боковым каналом и серповидными лопатками рабочего колеса // Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана. Сер. Машиностроение. 2011. Спец. вып. Вакуумные и компрессорные машины и пневмооборудование. С. 110-118.

7. Белотелова Л.Н., Волошин П.А., Оськин С.А., Радугин М.А., Сергеев В.Н., Хмара В.Н. Исследование влияния аэродинамической схемы проточной части вихревой ступени на её эффективность // Инженерный журнал: наука и инновации. 2012.№ 7. Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/vacuum/277.html> (дата обращения 01.05.2015).
8. Белотелова Л.Н., Волошин П.А., Оськин С.А., Радугин М.А., Сергеев В.Н., Хмара В.Н. Экспериментальное исследование вихревой ступени с кольцевой заслонкой в зоне нагнетания // Инженерный журнал: наука и инновации. 2012.№ 7. Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/vacuum/278.html> (дата обращения 01.05.2015).
9. Селезнёв К.П., Подобуев Ю.С., Анисимов С.А. Теория и расчет турбокомпрессоров. Л.: Машиностроение, 1968. 406 с.
10. Хмара В.Н., Белотелова Л.Н., Сергеев В.Н. Вихревой вакуумный насос: пат. 2070993 РФ. 1996.

Linkages of Stages in Vortex Multistage Compressor

V.N. Sergeev^{1,*}, L.N. Belotelova¹, E.S. Smirnova¹

[*vozduhoduvka@mail.ru](mailto:vozduhoduvka@mail.ru)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: Vortex stage, coefficient of discharge, linkage of stage, rotor frequency, geometry stage

Extent of increasing pressure in a vortex stage is limited to value of gas temperature on forcing. Because of the rather low efficiency (E) values of a vortex stage, gas temperature in the course of compression in a stage significantly increases. Therefore, to receive a higher extent of compression in the compressor the multistage scheme with intermediate cooling between the stages is applied. However, linkage of stages in the multistage scheme requires taking into consideration a need to match all stages, and first of all, by a value of the coefficient of the discharge defining a zone of the maximum efficiency. It is especially important for last stages in which as a result of compression and intermediate cooling the volume discharge significantly decreases.

The article considers various options of linkages of stages, namely: with identical rotor frequency; with identical diameters of driving wheels on stages, but with different frequencies of rotation. The stages were assumed to run at a constant value of the coefficient of discharge which size was defined when calculating the first stage. Except the above-named parameters of stages, the paper also considers a possible pattern of loading distribution by stages either a uniform distribution, or that of with increasing load at the first or last stages.

All options of linkages are illustrated using the calculation of the three-stage vortex compressor with intermediate cooling as an example. The calculation uses characteristics of a vortex stage in dimensionless parameters. Calculation results allowed us to analyze changes of key parameters of vortex stages and choose the most rational option of the three-stage compressor linkage.

It is shown that matching of stages can be achieved, in particular, through the use of driving wheels with the identical outer diameter and geometry of flowing part, but with various rotation frequencies of stages. For this purpose the paper offers to make the vortex compressor according to the known scheme of the cross-compound integrally geared compressor in which with raising the number of stage the rotor frequency decreases.

Список литературы

1. Виршубский И.М., Рекстин Ф.С., Шквар А.Я. Вихревые компрессоры. Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1988. 271 с.
2. Хмара В.Н. Теория и расчет вихревых вакуумных компрессоров: учеб. пособие / под ред. П.И. Пластинина. М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1988. 44 с.
3. Чистяков Ф.М., Игнатенко В.В., Романенко Н.Т., Фролов Е.С. Центробежные компрессорные машины. М.: Машиностроение, 1969. 328 с.
4. Галёркин Ю.Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. М.: Информационно-издательский центр «КХТ», 2010. 596 с.
5. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. М.: Машиностроение, 1995. 240 с.
6. Сергеев В.Н., Хмара В.Н., Белотелова Л.Н., Радугин М.А., Волошин П.А., Оськин С.А. Исследование ступени вихревого нагнетателя с периферийно-боковым каналом и серповидными лопатками рабочего колеса // Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана. Сер. Машиностроение. 2011. Спец. вып. Вакуумные и компрессорные машины и пневмооборудование. С. 110-118.
7. Белотелова Л.Н., Волошин П.А., Оськин С.А., Радугин М.А., Сергеев В.Н., Хмара В.Н. Исследование влияния аэродинамической схемы проточной части вихревой ступени на её эффективность // Инженерный журнал: наука и инновации. 2012. № 7. Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/vacuum/277.html> (дата обращения 01.05.2015).
8. Белотелова Л.Н., Волошин П.А., Оськин С.А., Радугин М.А., Сергеев В.Н., Хмара В.Н. Экспериментальное исследование вихревой ступени с кольцевой заслонкой в зоне нагнетания // Инженерный журнал: наука и инновации. 2012. № 7. Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/vacuum/278.html> (дата обращения 01.05.2015).
9. Селезнёв К.П., Подобуев Ю.С., Анисимов С.А. Теория и расчет турбокомпрессоров. Л.: Машиностроение, 1968. 406 с.
10. Хмара В.Н., Белотелова Л.Н., Сергеев В.Н. Вихревой вакуумный насос: пат. 2070993 РФ. 1996.