

**Батурич О. В., кандидат технических наук, доцент,
Благин Е. В., ассистент,
Горячкин Е. С., ассистент,
Попов Г. М., ассистент,
Новикова Ю. Д., ассистент,
Волков А. А., аспирант,
Самарский университет**

Работа выполнена в организации Главного исполнителя НИОКТР при финансовой поддержке Министерством образования и науки Российской Федерации в рамках реализации постановления Правительства РФ от 09.04.2010 г. № 218 по договору об условиях предоставления и использования субсидии от 01 декабря 2015 г. № 02.G25.31.0150.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НИЗКООБОРОТИСТОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ПАРОКОМПРЕССОРА В ПРОГРАММНОМ ПАКЕТЕ NUMECA

Аннотация: в данной статье представлен анализ возможности создания низкооборотистого центробежного компрессора для дистилляционной опреснительной установки. Традиционные дистилляционные опреснительные установки с приводом от компрессора используют многоступенчатую схему, что приводит к необходимости повышения числа оборотов компрессора. Уменьшение числа оборотов благоприятно сказывается на надежности компрессора. В данной статье приведен анализ возможности создания такого компрессора, представлены результаты его численного моделирования, включая поля распределения чисел Маха в его проточной части, а также его характеристики.

Ключевые слова: центробежный пароконпрессор, вакуумная дистилляционная установка, численное моделирование, опреснение

Геометрические характеристики дистилляционной опреснительной установки (рис. 1) оказывают большое влияние на процессы теплообмена в опреснительной установке. Причем в оп-

ределенной степени влияние геометрических характеристик сказывается на каждом из основных элементов установки.

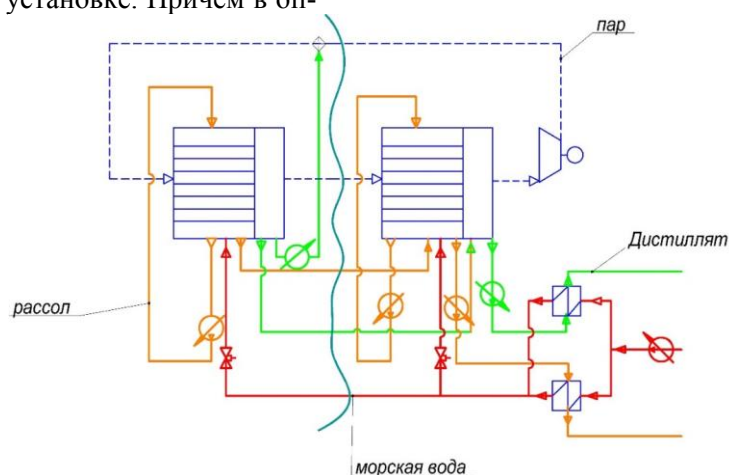


Рис. 1. Принципиальная схема дистилляционной опреснительной установки

В испарителе-конденсаторе и теплообменниках предварительного подогрева геометрические характеристики влияют на площадь теплообмена и интенсивность теплопередачи от конденсата к рассолу. В пароконпрессоре геометрические характеристики (в первую очередь внешний диаметр) оказывают влияние на скорость потока, которая в свою очередь влияет на работу сжатия и степень повышения давления. На практике это означает, что при том же значении степени сжатия

компрессора, увеличение диаметра позволит снизить частоту вращения и наоборот.

Однако большинство геометрических параметров (диаметры трубок, межосевые расстояния) сравнительно легко оптимизируются, и оценка их влияния как правило сводится к определению оптимального значения.

Неоднозначным оказывается лишь влияние такого геометрического параметра, как число ступеней. Термодинамический анализ, выполненный в

[1], показывает, что существует термодинамический оптимум, соответствующий пяти ступеням. Однако зависимость работы от числа ступеней весьма плавная, что позволяет судить о возможности более оптимальной с технологической точки зрения конфигурации, которая будет отличаться от термодинамического оптимума.

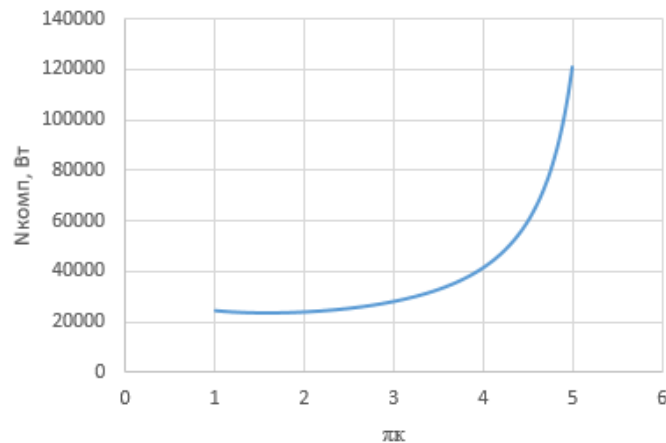


Рис. 2. Зависимость удельного расхода электроэнергии на привод компрессора от степени сжатия

В данном случае оптимальная степень сжатия равна 1,59. Этой степени повышения давления соответствует число ступеней, равное 4,52. Очевидно, что число ступеней должно быть целым числом, поэтому в расчете мы округляли его до 5. Оптимальное значение расположено на довольно пологой кривой, что позволяет довольно свободно варьировать степень сжатия в пределах 1...2.

Переведем эту зависимость в зависимость напрямую от числа ступеней (с учетом округления) (рис. 3а).

Как можно заметить, заметное увеличение затрат на привод компрессора происходит только при увеличении числа ступеней до 9 или 10. На практике это означает, что с точки зрения энергетической эффективности нет большой разницы между одноступенчатой установкой, пятиступенчатой установкой (принятой за оптимальную) и восьмиступенчатой установкой.

Суммарное количество теплоты, которое должно быть подведено в установке, определяется её производительностью:

$$Q_{\Sigma} \approx G_{\delta\Sigma} \cdot r, \quad (1)$$

где r – теплота парообразования.

С другой стороны, суммарное количество теплоты может быть записано как сумма тепловых мощностей теплообменника:

$$Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n k_i F_i \Delta t_i, \quad (2)$$

При этом изменение числа ступеней установки окажет влияние не на все элементы установки. Теплообменники предварительного подогрева являются внешним модулем и не изменяются вне зависимости от конфигурации самой установки.

В [1] была представлена зависимость удельного расхода электроэнергии на привод компрессора от степени сжатия (рис. 2).

здесь k_i – коэффициент теплопередачи в i -ступени, F_i – площадь поверхности i -го теплообменника, Δt_i – температурный напор в i -ступени.

Коэффициент теплопередачи в ступенях обеспечивается таким параметром как плотность орошения и температура испарения. Обычно его пытаются сделать максимально возможным для уменьшения площади теплопередачи, а его максимальное значение не зависит от числа ступеней, поэтому его можно вынести за знак суммы. Аналогично у температурного напора есть оптимальное значение и поэтому его также можно вынести за знак суммы. Получим:

$$Q_{\Sigma} = k \Delta t \sum_{i=1}^n F_i, \quad (3)$$

или:

$$Q_{\Sigma} = k F_{\Sigma} \Delta t. \quad (4)$$

Таким образом, можно сделать вывод, что суммарная площадь теплообмена определяется только потребным расходом дистиллята на выходе и не зависит от числа ступеней.

Наибольшее влияние изменение числа ступеней будет влиять на работу компрессора.

Увеличение числа ступеней приводит к увеличению степени сжатия, что в свою очередь приводит к увеличению удельной работы сжатия (Рисунок 3б).

Можно увидеть, что в диапазоне от 1 до 8 ступеней рост удельной работы сжатия практически линеен.

Согласно теории лопаточных машин, удельная работа сжатия пропорциональна квадрату периферийной скорости газа в компрессоре:

$$l_{y0} : u^2 : (\omega \cdot r)^2 : (2\pi \cdot n \cdot r)^2. \quad (5)$$

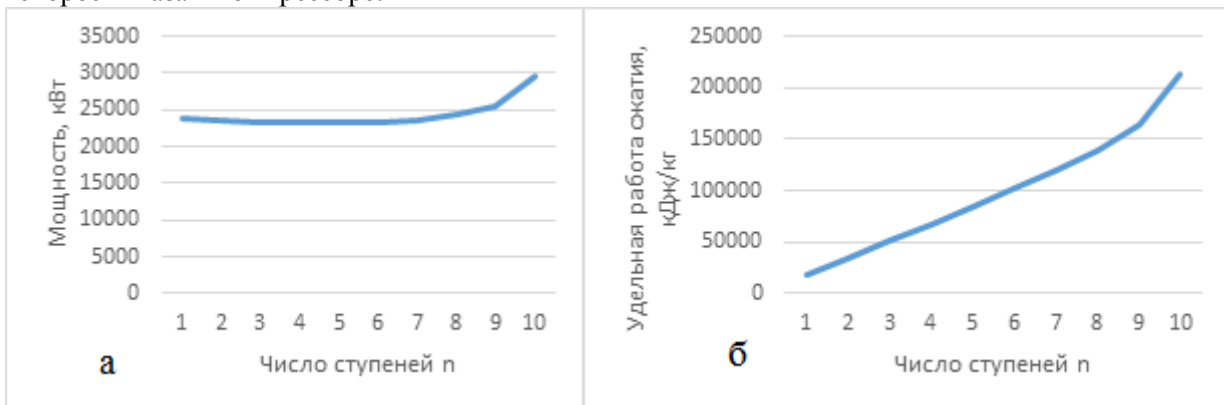


Рис. 3. Зависимость удельного расхода электроэнергии (а) и удельной работы сжатия (б) от числа ступеней опреснительной установки

Удельная работа сжатия пропорциональна квадрату произведения частоты на диаметр компрессора.

На практике это означает, что для увеличения количества ступеней приходится увеличивать либо диаметр компрессора, либо его обороты, либо и то, и другое.

При минимальном количестве ступеней можно использовать компрессор с более низкими оборотами.

Компрессор кроме повышения давления должен еще и выполнять функцию нагрева пара. Как известно, на выходе из компрессора пар находится

в перегретом состоянии, и для его перевода в состояние насыщения используется впрыск дистиллята. Кроме того, этот впрыск используется для компенсации недостатка энергии пара, вызванного меньшей теплотой парообразования при более высоком давлении, а также тем, что температура рассола ниже температуры кипения, следовательно, часть энергии пара расходуется на нагрев рассола. Величина дистиллята, которая должна быть впрыснута, определяется тремя параметрами: расходом, давлением и температурой пара. Запишем уравнение энергии для смешительного теплообменника:

$$G_n \cdot c_{pn} \cdot T_{нк} = r_{кип} \cdot \Delta G + (G_n + \Delta G) \cdot c_{pn} \cdot T_{кон}. \quad (6)$$

Потребная величина впрыскиваемого дистиллята определяется из уравнения:

$$(G_n + \Delta G) \cdot r_{кон} = G_{исх} \cdot c_{ж} \cdot (T_{кон} - T_{исх}) + G_n \cdot r_{кип}. \quad (7)$$

Откуда

$$\Delta G = \frac{G_{исх} \cdot c_{ж} \cdot (T_{кон} - T_{исх}) + G_n \cdot r_{кип} - G_n \cdot r_{кон}}{r_{кон}}. \quad (8)$$

Современные пластинчато-ребристые теплообменники позволяют осуществлять процесс теплообмена с минимальным температурным напором (порядка 1 К). Тогда разницу температур $T_{кон} - T_{исх}$ можно принять равной 1 К. Для одноступенчатой установки производительностью 5 м³/час потребный расход пара составляет 1,389 кг/с. Расход исходной воды соответственно в 2 раза больше. Значения теплоты парообразования при заданных

давлениях кипения и конденсации (28500 и 31500 Па соответственно) равны 2338 и 2333 кДж/кг соответственно.

При подстановке данных значений в уравнение получаем, что необходимо впрыснуть порядка 8 г/с дистиллята. В таком случае потребная величина температуры пара после компрессора составляет

$$T_{нк} = \frac{r_{кип} \cdot \Delta G + (G_n + \Delta G) \cdot c_{pn} \cdot T_{кон}}{G_n \cdot c_{pn}} = \frac{2338 \cdot 0,008 + (1,389 + 0,008) \cdot 1,988 \cdot 343}{1,389 \cdot 1,988} = 352 K$$

Таким образом, можно сделать вывод о том, что пароконпрессор должен обеспечить температуру пара на выходе, равную 352 К. Исследуем возможность создания такого компрессора.

При поиске конфигурации компрессора для сокращения затрат на его изготовление ставилась задача найти форму РК с радиальными лопатками в выходной части. Результаты проектного расчета в таблице 1.

Профилирование всех рассмотренных вариантов компрессора ($n=6000$ об/мин, $n=18000$ об/мин, $n=32000$ об/мин) было выполнено по данным проектного расчета (таблица 2.3) в программе *Numeca AutoBlade* [2] с учетом рекомендаций источников [3-5]. В результате были получены 3D модели ЦБК, на основании которых в дальнейшем были созданы численные модели рабочего процесса в них. Внешний вид спроектированных ЦБК и их меридиональных сечений приведен на рисунке 4.

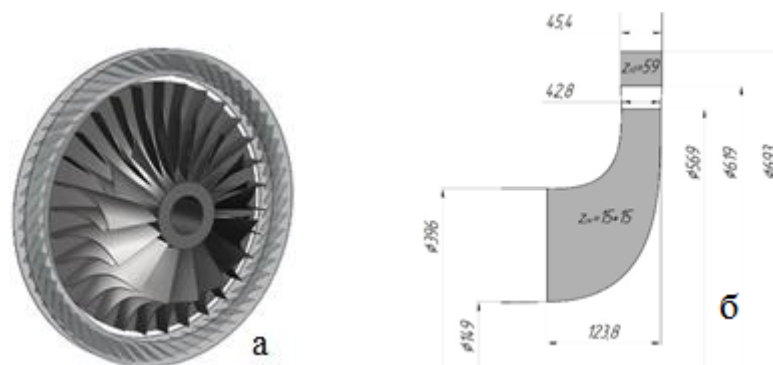
Для получения характеристик спроектированных компрессоров были разработаны численные модели их рабочего процесса в программном комплексе *NUMECA* [2]. Исходная геометрическая модель расчётной области была построена на основе спрофилированных вариантов ЦБК.

Ниже приведена последовательность создания численной модели в *NUMECA* для компрессора $n = 6000$ об/мин. Для компрессоров $n=18000$ об/мин и $n=32000$ об/мин последовательность аналогична.

Таблица 1

Результаты проектного расчета

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
Частота вращения ротора	n	об/мин	6000
Угол входа потока в РК в относительном движении в среднем сечении лопатки	β_{1cp}	град	40.77
Угол выхода потока из РК в относительном движении	β_2	град	90
Наружный диаметр РК на выходе	D_2	мм	569.33
Наружный диаметр РК на входе	$D_{1к}$	мм	395.71
Внутренний диаметр РК на входе	$D_{1вт}$	мм	149.4
Ширина РК	$S_{рк}$	мм	123.76
Высота лопатки на выходе РК	b_2	мм	42.77
Количество лопаток РК	$z_{рк}$	шт	15+15
Количество лопаток радиального диффузора	$z_{лд}$	шт	59

Рис. 4. Внешний вид (а) и меридиональное сечение (б) спроектированного ЦБК для $n=6000$ об/мин

Контур меридионального сечения с лопатками рабочего колеса и радиального диффузора загружен в программный комплекс *AutoGrid 5* [2]. Радиальный зазор был принят равным 0,3мм [3].

На основе указанных выше данных в программном комплексе *AutoGrid 5* была построена геометрия расчётной области, содержащий область течения вокруг исследуемых лопаток (Рисунок 5а).

При построении расчетной модели были приняты следующие допущения:

- течение в центробежном компрессоре обладает свойством циклической симметрии. Поэтому центробежный компрессор моделировался одним межлопаточным каналом с наложенными на

его боковые поверхности условиями периодичности;

- расчет выполнялся в стационарной постановке;

- свойства рабочего тела описываются моделью идеального газа с учетом переменности теплоёмкости и вязкости в зависимости от температуры рабочего тела;

- деформации меридиональных обводов проточной части и лопаток под действием центробежной, газовой и тепловой нагрузок не учитываются при расчёте.

Данные допущения учитывались при построении геометрии расчетной области, сетки конечных объёмов и настройке параметров решателя.

Построение сетки конечных объёмов выполнялось с использованием подхода *Start Row Wizard* [2].

Созданная трёхмерная сеточная модель сектора показана на рис. 5б.

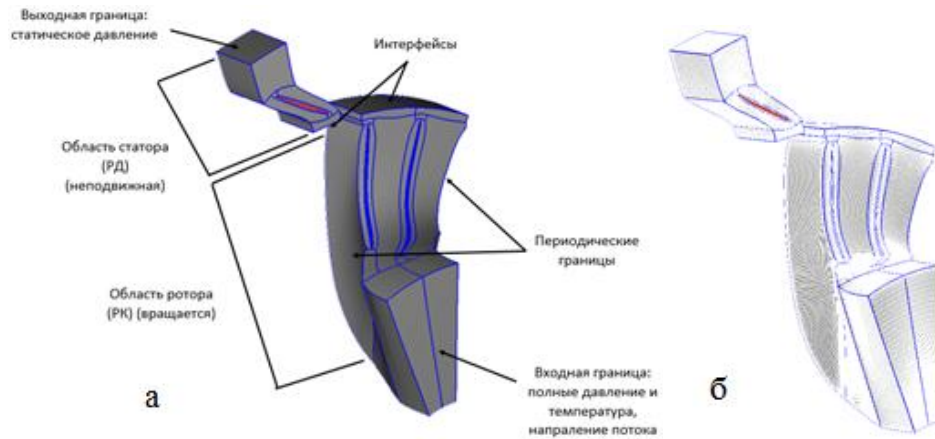


Рис. 5. Геометрия расчетной области (а) и сеточная модель канала (б) рабочего колеса ЦБК

В качестве рабочего тела использовался сухой водяной пар, подчиняющийся закону идеального газа.

Расчёты выполнялись в стационарной постановке с использованием модели турбулентности *Spalart-Allmars*.

В качестве граничных условий на входе использовалось полное давление и полная температура, на выходе из ЦБК задавалось статическое давление (рис. 5б).

В результате проведенных расчетов были получены напорные и КПД характеристики спроектированных компрессоров при работе на проект-

ной частоте вращения (рабочее тело – сухой водяной пар).

На рисунке 6 представлены характеристики для компрессора с частотой вращения РК $n=6000$ об/мин.

На рисунке 7 представлены поля распределения чисел Маха в относительном движении во втулочном, среднем и периферийном сечении ЦБК, а также их осредненное в окружном направлении распределение в меридиональном сечении для точек на характеристике, соответствующих проектным режимам работы.

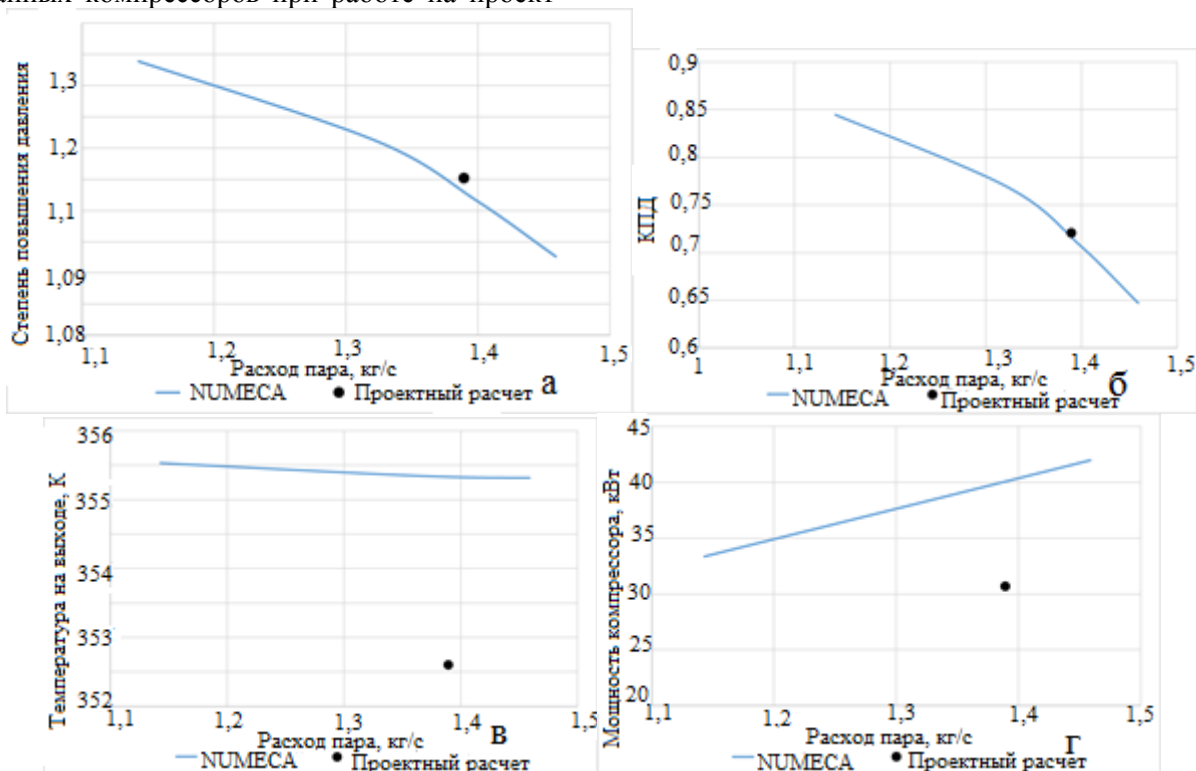


Рис. 6. Напорная характеристика (а), КПД (б), изменение полной температуры (в) и мощностная характеристика (г) компрессора

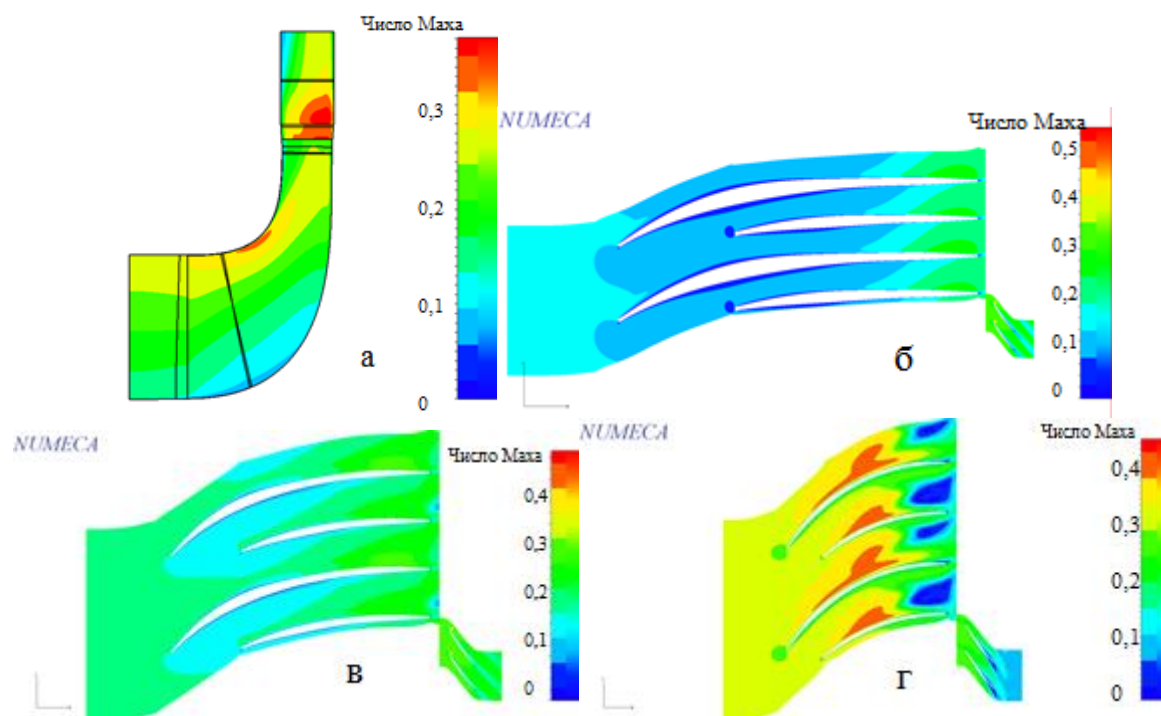


Рис. 7. Поля распределения чисел Маха в окружном направлении (а) и в относительном движении во втулочном сечении (б), среднем сечении (в) и периферийном сечении (г) исследуемого РК при его работе на водяном пару

В ходе проведения исследования влияния изменения геометрических параметров установки на ее эффективность было выявлено, что уменьшение числа ступеней может быть использовано для уменьшения числа оборотов компрессора с потенциальным отказом от применения мультипликатора. Основной проблемой в случае малоступенчатой установки является создание подходящего компрессора. Возможность создания такого компрессора рассматривалась в данной главе при помощи проектировочного и газодинамического

расчетов компрессора. Результаты расчета показали, что температура пара после компрессора достаточна для перевода перепускаемого дистиллята в парообразное состояние, а мощность компрессора удовлетворяет условиям технического задания ($< 8,5$ кВт ч/м³). Качественная работа компрессора является основой для высокоэффективной работы установки как в плане энергетической, так и экономической эффективности [6, с. 298][7, с. 175][8, с. 249][9, с.6][10, с. 226][11, с. 230].

Литература

1. Пояснительная записка к эскизному проекту «Создание семейства импортозамещающих энергосберегающих установок, основанных на применении инновационных технологий для опреснения морской воды и получения дистиллята из сточных вод производительностью до 10 м куб./час»: договор от 20 июля 2015 года № 77/15 на выполнение научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ; рук. С.В. Лукачев; исполн. В.В. Бирюк [и др.]. Самара, 2016. 205 с.
2. Numeca: a new wave in fluid dynamics [Электронный ресурс]/ Режим доступа: <http://www.numeca.com/> Дата обращения: 25.03.2017.
3. Теория и расчет авиационных лопаточных машин /А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько. Самара: ФГУП «Издательство Самарский Дом печати», 2003. 336с.
4. Селезнев К.П. Центробежные компрессоры [Текст]/К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. Л.: Машиностроение, 1982.
5. Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Титенский В.И. Теория, расчет и конструирование компрессорных машин динамического действия. СПб.: СПбГПУ. 2007.
6. Jamil M.A., Zubair S.M. On thermoeconomic analysis of a single-effect mechanical vapor compression desalination system // Desalination. 2017. №420. С. 292 – 307.
7. Lukic N., Diezel L.L., Fröba A.P., Leipertz A. Economical aspects of the improvement of a mechanical vapour compression desalination plant by dropwise condensation // Desalination. 2010. №264(1-2). С. 173 – 178.

8. Helal A.M., Al Malek S.A., Al Hammadi E.A., Al-Thani H.A. Economic feasibility of grid-connected PV-RO and PV-MVC small desalination units for remote areas in the united arab emirates – A comparative study // *Desalination and Water Treatment*. 2009. №3(1-3). С. 241 – 251.
9. Nafey A.S., Fath H.E.S., & Mabrouk A.A. Thermoeconomic design of a multi-effect evaporation mechanical vapor compression (MEE-MVC) desalination process // *Desalination*. 2008. №230(1-3). С. 1 – 15.
10. Lara J.R., Noyes G., Holtzapple M.T. An investigation of high operating temperatures in mechanical vapor-compression desalination // *Desalination*. 2008. №227(1-3). С. 217 – 232.
11. Ophir A., Gendel A. Steam driven large multi effect MVC (SD MVC) desalination process for lower energy consumption and desalination costs // *Desalination*. 2007. №205(1-3). С. 224 – 230.

References

1. Pojasnitel'naja zapiska k jeskiznomu proektu «Sozдание semejstva importozameshhajushhih jenergosberegajushhih ustanovok, osnovannyh na primenenii innovacionnyh tehnologij dlja opresnenija morskoy vody i poluchenija distilljata iz stochnyh vod proizvoditel'nost'ju do 10 m kub./chas»: dogovor ot 20 ijulja 2015 goda № 77/15 na vypolnenie nauchno-issledovatel'skih, opytно-konstruktorskih i tehnologicheskikh rabot; ruk. S.V. Lukachev; ispoln. V.V. Birjuk [i dr.]. Samara, 2016. 205 s.
2. Numeca: a new wave in fluid dynamics [Elektronnyj resurs]/ Rezhim dostupa: <http://www.numeca.com/> Data obrashhenija: 25.03.2017.
3. Teorija i raschet aviacionnyh lopatochnykh mashin /A.N. Belousov, N.F. Musatkin, V.M. Rad'ko. Samara: FGUP "Izdatel'stvo Samarskij Dom pečati", 2003. 336s.
4. Seleznev K.P. Centrobezhnye kompressory [Tekst]/K.P. Seleznev, Ju.B. Galerkin. L.: Mashinostroenie, 1982.
5. Galerkin Ju.B., Soldatova K.V., Titenskij V.I. Teorija, raschet i konstruirovanie kompressornykh mashin dinamicheskogo dejstvija. SPb.: SPbGPU. 2007.
6. Jamil M.A., Zubair S.M. On thermoeconomic analysis of a single-effect mechanical vapor compression desalination system // *Desalination*. 2017. №420. S. 292 – 307.
7. Lukic N., Diezel L.L., Fröba A.P., Leipertz A. Economical aspects of the improvement of a mechanical vapour compression desalination plant by dropwise condensation // *Desalination*. 2010. №264(1-2). S. 173 – 178.
8. Helal A.M., Al Malek S.A., Al Hammadi E.A., Al-Thani H.A. Economic feasibility of grid-connected PV-RO and PV-MVC small desalination units for remote areas in the united arab emirates – A comparative study // *Desalination and Water Treatment*. 2009. №3(1-3). S. 241 – 251.
9. Nafey A.S., Fath H.E.S., & Mabrouk A.A. Thermoeconomic design of a multi-effect evaporation mechanical vapor compression (MEE-MVC) desalination process // *Desalination*. 2008. №230(1-3). S. 1 – 15.
10. Lara J.R., Noyes G., Holtzapple M.T. An investigation of high operating temperatures in mechanical vapor-compression desalination // *Desalination*. 2008. №227(1-3). S. 217 – 232.
11. Ophir A., Gendel A. Steam driven large multi effect MVC (SD MVC) desalination process for lower energy consumption and desalination costs // *Desalination*. 2007. №205(1-3). S. 224 – 230.

*Baturin O.V., Candidate of Engineering Sciences (Ph.D.), Associate Professor,
Blagin E.V., Assistant Professor,
Goriachkin E.S., Assistant Professor,
Popov G.M., Assistant Professor,
Novikova Yu.D., Assistant Professor,
Volkov A.A., Postgraduate,
Samara National Research University*

MODELLING OF THE LOW-FREQUENCY ROTOR OF THE CENTRIFUGAL COMPRESSOR IN NUMECA SOFTWARE

Abstract: this article deals with analysis of the low-frequency centrifugal compressor design for distillation desalination plant. Traditional distillation plant with compressor drive utilize multistage scheme, which causes the necessity of compressor frequency increase. However, increase of the compressor frequency negatively affects its durability. Analysis of such compressor designing possibility is presented in this article as well as results of tis numerical modelling, Mach number distribution fields in its flow area and its characteristics.

Keywords: centrifugal steam compressor, vacuum distillation plant, numerical modelling, desalination