

**Батурин 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 Головного 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.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ЧИСЛА ОБОРОТОВ ПАРОКОМПРЕССОРА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОЛУЧАЕМОГО ПАРА

Аннотация: в данной статье представлены результаты расчетов парокompрессора центробежного типа, применяемого в дистилляционной опреснительной установке. Центробежный парокompрессора является ключевым элементов установки, стабильность и надежность которого обуславливают надежность и стабильность работы установки в целом. Для оценки влияния изменения рабочих параметров компрессора было произведено моделирование его рабочего процесса в программном комплексе NUMECA. Получены поля распределения чисел Маха в проточной части компрессора и зависимости параметров торможения от числа оборотов и расхода рабочего тела.

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

Проектирование вакуумно-дистилляционной установки также как прогнозирование рабочих характеристик установки требуют решения ряда многокритериальных оптимизационных задач, которые решают вопросы совместной работы основных узлов установки [1, с.47]. Факторы, влияющие на рабочие характеристики установки, включают в себя обороты компрессора [2], соленость, температуру и расход исходной воды, степень вакуумирования, расход перепускаемого дистиллята. Изменение оборотов компрессора будет оказывать ключевую роль в характеристике работы компрессора, так как от оборотов напрямую зависит работа сжатия, которая определяет степень сжатия и

эффективность компрессора. Поэтому для исследования возможностей регулирования установки, а также получения границ устойчивой работы установки, необходимо знать, как изменение числа оборотов привода будет влиять на КПД и степень сжатия компрессора. Согласно техническому заданию была поставлена задача определить ожидаемые характеристики рабочего колеса (РК) спроектированного компрессора при его работе в составе установки (рабочее тело - водяной пар).

Для проведения расчета была получена полная геометрия рабочего колеса в виде трехмерной модели. Внешний вид модели ротора и ее меридиональное сечение приведено на рис. 1.

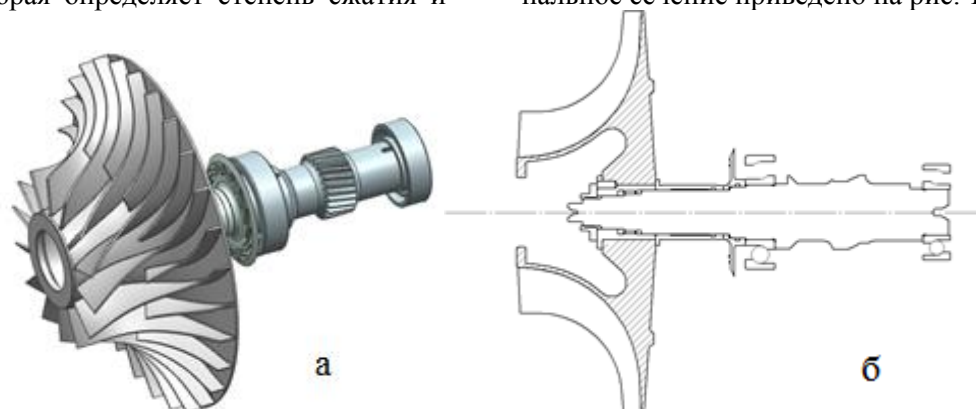


Рис. 1. Внешний вид (а) и меридиональное сечение (б) ротора парокompрессора

Основные параметры расчетного режима, принятые в качестве исходных данных при расчете характеристик, приведены в таблице 1.

Для исследуемого компрессора была разработана численная модель его рабочего процесса в

программном комплексе *NUMECA* [2]. Исходная геометрическая модель расчётной области была построена на основе 3D модели ротора. Для построения модели использовались поверхности входных кромок спинки и корытца (рис. 2а).

Таблица 1

Исходные данные для расчета характеристик

| Параметр | Обозначение | Работа в установке | Работа на экспериментальном стенде | Размерность |
|--|-------------|--------------------|------------------------------------|-------------|
| Рабочее тело | | Сухой водяной пар | Воздух | |
| Давление заторможенного пара на входе в установку | P_E^* | 19850 | 101325 | Па |
| Ожидаемая степень повышения давления | π_K^* | 1,6 | | - |
| Температура заторможенного пара на входе в установку | T_E^* | 333 | 288 | К |
| Массовый расход пара на входе | G_E | 0,111 | | кг/с |
| Частота вращения ротора | n | 32000 | 32000 | об/мин |
| Газовая постоянная сухого водяного пара | R | 461 | 287 | Дж/кг·К |
| Показатель адиабаты для сухого пара | k | 1,32 | 1,4 | - |

При этом выполнено расширение втулочных и периферийных граней лопаток, для того чтобы боковые поверхности лопаток полностью пересекали контур меридионального сечения (Рисунок

2б). Количество лопаток: 14 основных и 14 сплиттеров [3, с.104]. Радиальный зазор принят равным 0,3 мм [4, с. 10].

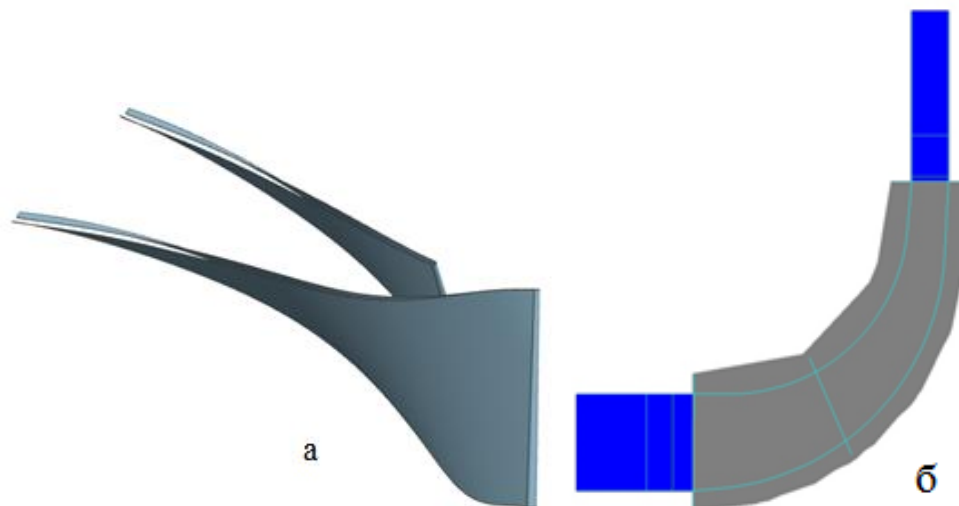


Рис. 2. Поверхности лопаток (а) и контур меридионального сечения (б) рабочего колеса центробежного компрессора

На основе указанных выше данных в программном комплексе *AutoGrid5* [2] построена геометрия расчётной области, содержащий область течения вокруг исследуемой лопатки (рис. 3).

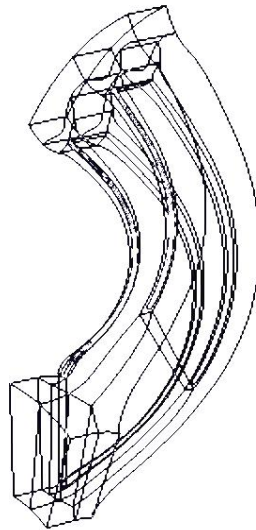


Рис. 3. Геометрия расчётной области

При построении расчетной модели были приняты следующие допущения:

- Течение в рабочем колесе центробежного компрессора обладает свойством циклической симметрии. Поэтому рабочее колесо центробежного компрессора моделировалось 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 элементов и настройке параметров решателя.

Построение сетки конечных элементов выполнялось с использованием подхода *Start Row Wizard* [2]. Основные параметры расчётной сетки приведены в таблице 2.

Таблица 2

Параметры сетки конечных элементов расчетной модели

| Домен | Количество элементов трёхмерной сетки | Количество элементов по высоте проточной части | Количество элементов вдоль спинки лопатки | Количество элементов по ширине межлопаточного канала (не считая O-подслоя) | Количество элементов в O-подслое | Размер элемента, ближайшего к стенке, мм | Минимальная скошенность, град | Максимальный Aspect Ratio |
|------------------|---------------------------------------|--|---|--|----------------------------------|--|-------------------------------|---------------------------|
| Основная лопатка | 2507 | 69 | 245 | 17 | 17 | 0,002 | 13,539 | 2371,1 |
| Сплиттер | 296 | | 169 | 17 | | | | |

Созданная трёхмерная сеточная модель сектора показана на рис. 4.

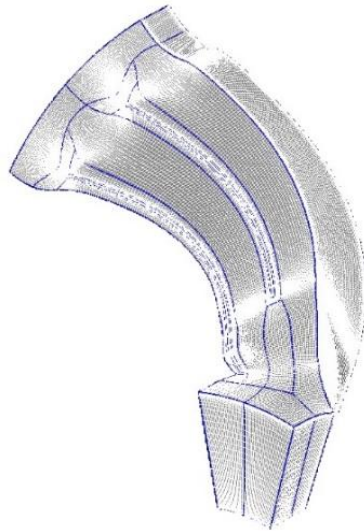


Рис. 4. Сеточная модель канала рабочего колеса ЦБК

Настройка расчётной модели в программном комплексе *Numeca Fine Turbo* выполнялась для двух вариантов рабочего тела, применялась модель идеального газа: в первом варианте в качестве рабочего тела использовался воздух, во втором - пар.

Расчёты выполнялись в стационарной постановке с использованием модели турбулентности *Spalart-Allmars* для трех различных скоростей вращения: 28000 об/мин, 32000 об/мин, 36000 об/мин.

В качестве граничных условий на входе в первом и втором вариантах использовалось полное давление: для воздуха стандартные атмосферные условия $p^* = 101325 \text{ Па}$, $T^* = 288,15 \text{ К}$, для пара - $p^* = 19850 \text{ Па}$, $T^* = 333 \text{ К}$ (согласно таблице 1), на выходе из РК задавалось статическое давление.

В результате проведенных расчетов были получены напорные и КПД характеристики рабочего колеса компрессора [4, с. 74] при его работе в составе установки (рабочее тело - водяной пар), приведенные на рисунках 5а и 5б.

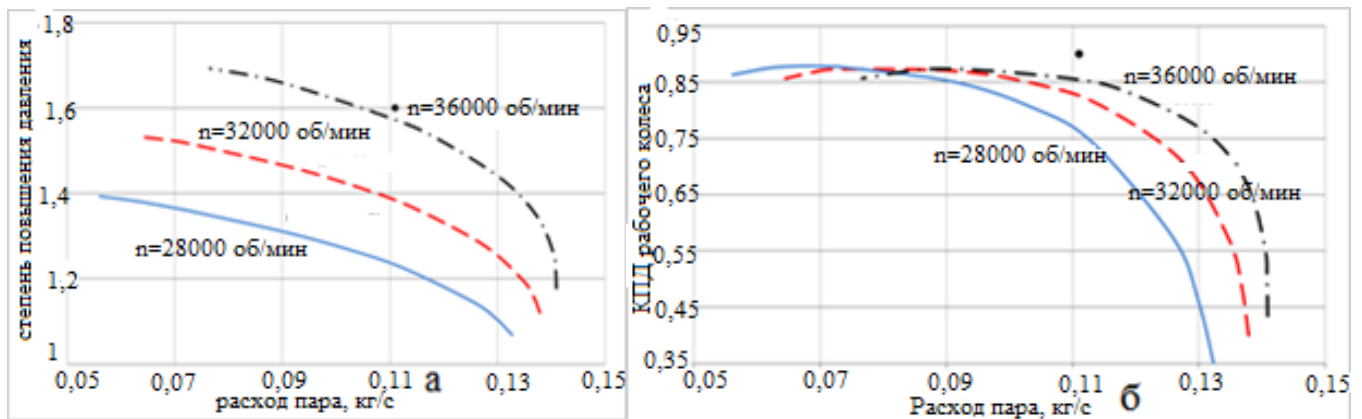


Рис. 5. Напорная характеристика (а) и КПД (б) РК компрессора при работе на водяном паре

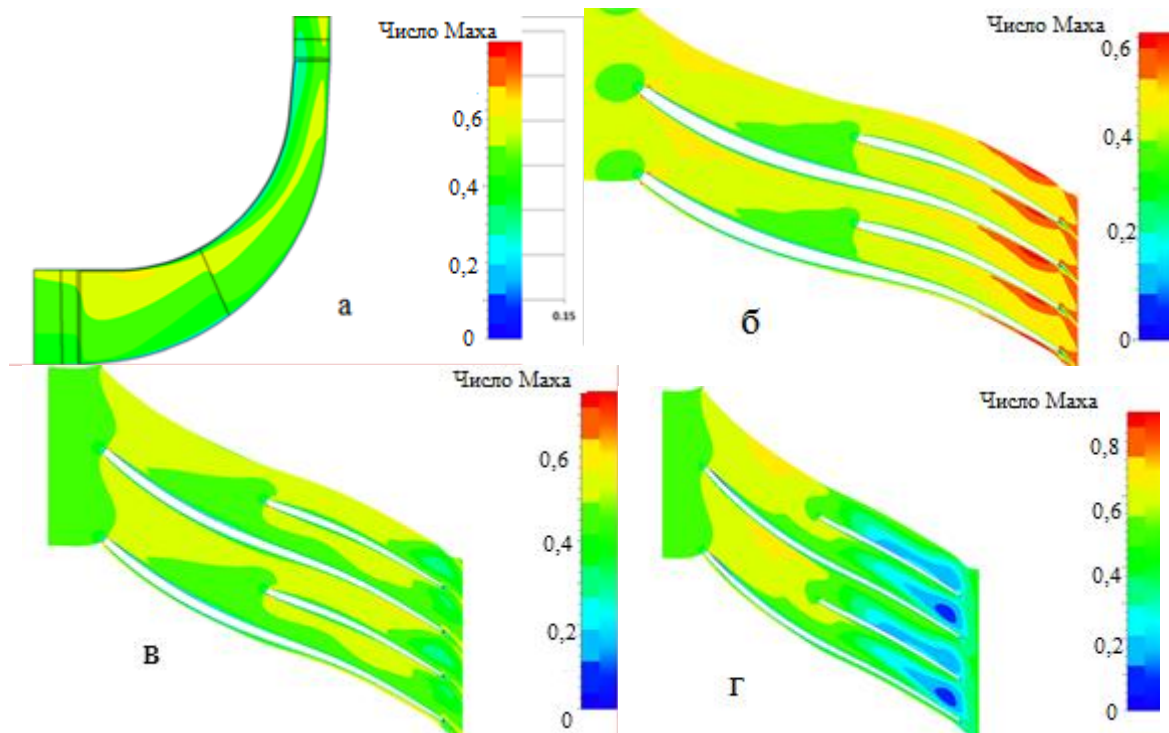


Рис. 6. Поля распределения чисел Маха в окружном направлении (а) и в относительном движении во втулочном сечении (б), среднем сечении (в) и периферийном сечении (г) исследуемого РК при его работе на водяном пару

На рисунке 6 представлены поля распределения чисел Маха в относительном движении во втулочном, среднем и периферийном сечении рабочего колеса и их осредненное значение для точек соответствующих проектным режимам работы (при работе на водяном пару и на воздухе).

Основными характеристиками пара, на которые может влиять парокompректор, являются температура и давление пара на выходе из компрессора.

Температура и давление пара в зависимости от частоты вращения парокompктора приведены на рис. 7.

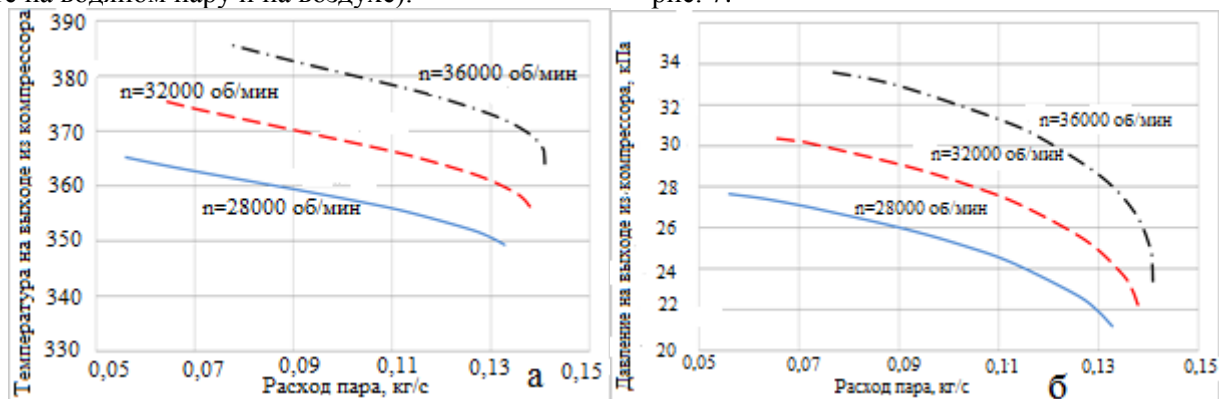


Рис. 7. Изменение температуры (а) и давления (б) заторможенного потока на выходе парокompктора при различных значениях оборотов компрессора

Зависимость температуры и давления на выходе из компрессора при различных геометрических параметрах компрессора (в качестве основного

параметра был выбран диаметр рабочего колеса) приведены на рис. 8.

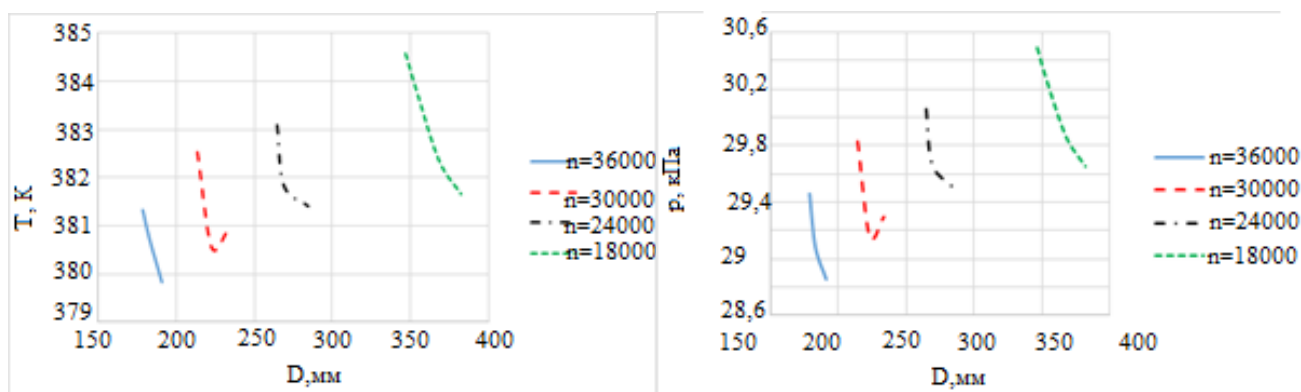


Рис. 8. Зависимость температуры (а) и давления (б) за компрессором от диаметра рабочего колеса при различных числах оборотов компрессора

Характер зависимостей, приведенных на рисунке 7, объясняется тем, что с ростом числа оборотов увеличивается работа компрессора, что при сохранении расхода пара приводит к увеличению степени сжатия и температуры.

Характер зависимостей параметров пара от геометрии компрессора объясняется тем, что сравниваемые модели компрессоров имели одинаковую степень сжатия, а разброс характеристик объясняется изменением эффективности компрессора. При этом наиболее эффективными получились компрессоры с меньшим диаметром. На практике это означает меньшее значение конструктивный угла выхода потока на выходе из рабочего колеса (60°).

В результате выполнения работы были получены следующие результаты:

Была создана численная модель рабочего процесса в рабочем колесе компрессора (вариант для $n=32000$ об/мин), позволяющая получить полную информацию о структуре потока и параметрах в любых точках межлопаточного канала.

С помощью разработанной расчетной модели были рассчитаны ожидаемые напорные и КПД характеристики рабочего колеса компрессора при его работе в составе установки (рабочее тело - водяной пар).

Было проанализировано влияние геометрических характеристик и числа оборотов компрессора на характеристики пара. Анализ влияния числа оборотов показал, что при увеличении числа оборотов увеличиваются как температура, так и давление пара, что вызвано ростом работы компрессора. Анализ влияния геометрических характеристик показал, что наиболее эффективными рабочими колесами являются рабочие колеса с меньшим углом выхода потока на выходе из рабочего колеса и, соответственно, меньшим диаметром. Качественная работа компрессора является основой для высокоэффективной работы установки как в плане энергетической, так и экономической эффективности [5, с. 298][6, с. 175][7, с. 249][8, с.6][9, с. 226][10, с. 230].

Литература

1. Отчет о научно-исследовательской, опытно-конструкторской и технологической работе по теме: «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» (Этап 1. Промежуточный): 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. 275 с.
2. Numeca Autodesign [Электронный ресурс]. <http://www.numeca.com/>. Дата обращения: 03.11.2016.
3. Ваняшов А.Д. Теория, расчет и конструирование компрессорных машин динамического действия: конспект лекций. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2006. 288 с.
4. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. Самара: ФГУП «Издательство Самарский Дом печати», 2003. 336 с.
5. Jamil M.A., Zubair S.M. On thermoeconomic analysis of a single-effect mechanical vapor compression desalination system // Desalination. 2017. №420. С. 292 – 307.
6. 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.

7. 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.
8. 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.
9. 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.
10. 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. Отчет о научно-исследовательской, опытно-конструкторской и технологической работе по теме: «Создание семейства импортозамещающих энергоберегающих установок, основанных на применении инновационных технологий для опреснения морской воды и получения дистиллята из сточных вод производительностью до 10 м куб./час» (Jetap 1. Промышленный): договор от 20 июля 2015 года № 77/15 на выполнение научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ; рук. С.В. Лукачев; исполн. В.В. Биржук [и др.]. Самара, 2016. 275 с.
2. Numeca Autodesign [Электронный ресурс]. <http://www.numeca.com/>. Дата обращения: 03.11.2016.
3. Ваняшов А.Д. Теория, расчет и проектирование компрессорных машин динамического действия: конспект лекций. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2006. 288 с.
4. Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. Самара: FGUP "Издательство Самарский Дом печати", 2003. 336 с.
5. Jamil M.A., Zubair S.M. On thermoeconomic analysis of a single-effect mechanical vapor compression desalination system // *Desalination*. 2017. №420. С. 292 – 307.
6. 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.
7. 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.
8. 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.
9. 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.
10. 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.

*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*

INVESTIGATION OF THE STEAM COMPRESSOR CHARACTERISTICS AND FREQUENCY INFLUENCE ON THE CHARACTERISTICS OF THE GENERATED STEAM

Abstract: this article deals with the results of the centrifugal steam compressor calculation. Such compressor is used in distillation desalination plant. Centrifugal compressor is a key element of the plant which stability and durability provide durability and stability of the operation of plant itself. To estimate influence of the compressor parameters, modelling of its working process has been carried out in the NUMECA software. Mach number distribution fields were obtained in the compressor flow area and dependencies of the stagnation parameters on frequency and working fluid flow rate were also obtained.

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