

Куценко Н.В., Грибиниченко М.В.  
Дальневосточный федеральный университет, Владивосток, Россия

## ЧИСЛЕННЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ СВОЙСТВ РАДИАЛЬНОГО ГИБРИДНОГО ЛЕПЕСТКОВОГО ПОДШИПНИКА С ГАЗОВОЙ СМАЗКОЙ ДЛЯ СУДОВЫХ ТУРБОМАШИН

Опоры на газовой смазке получают все большее распространение в различных отраслях промышленности. Их использование обуславливает повышение эффективности работы турбомашин за счет ряда преимуществ, таких как значительное снижение потерь энергии на трение и, вследствие этого, снижение шума и вибрации, возможность повышения частоты вращения ротора, увеличение моторесурса агрегата и отсутствие смазочных веществ, загрязняющих окружающую среду. Применение газовых подшипников в судовой энергетике ограничено из-за малой несущей способности смазочного слоя. Целью проводимых исследований являлось повышение несущей способности подшипников с газовой смазкой. Результаты исследований могут быть использованы при разработке узлов трения турбомашин судовых энергоустановок. В настоящей работе приведены результаты разработки новой конструкции радиального гибридного подшипника с газовой смазкой с повышенной несущей способностью по сравнению с существующими типами подшипников. Разработанные математическая модель и программа расчета характеристик радиального гибридного подшипника позволили осуществить численный эксперимент по исследованию свойств такого подшипника. Для проверки адекватности математической модели необходим сравнительный анализ результатов физического и численного экспериментов.

**Ключевые слова:** газодинамический, газостатический, гибридный, смазка, газовый, подшипник, опора, несущая способность, жесткость, математическая модель.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

Для цитирования: Куценко Н.В., Грибиниченко М.В. Численный эксперимент по исследованию свойств радиального гибридного лепесткового подшипника с газовой смазкой для судовых турбомашин. Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; специальный выпуск 1: 157–162.

УДК 621.125:621.892

DOI: 10.24937/2542-2324-2018-1-S-I-157-162

Kutsenko N., Gribinichenko M.  
Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia

## NUMERICAL EXPERIMENT ON THE PROPERTIES OF A RADIAL HYBRID LOBE BEARING WITH GAS LUBRICATION FOR SHIP TURBO-MACHINES

Gas-lubricated bearings are gaining ground in various industry application. Their use improves the efficiency of turbo-machines due to a number of important advantages like considerable reduction in friction energy losses, and, therefore, lower levels of noise and vibration, possible increase of rotor speed, extended service life, and no need for environment polluting lubricants. Application of gas-lubricated bearings in ship power machinery is limited due to low load bearing capacity of the lubricating film. The purpose of these studies was to increase the load capacity of gas-lubricated bearings. The study results can be useful in development of friction units for shipboard turbo-machines. This paper presents a new radial hybrid gas-lubricated bearing design of enhanced capacity compared to existing bearing types. The mathematical model and software developed to estimate the characteristics of this radial hybrid bearing made it possible to conduct an experiment for investigating the properties of this type of bearings. For validation of the mathematical model it is required to perform a comparative analysis of physical and numerical experiments.

**Key words:** aerodynamic, aerostatic, hybrid, lubrication, bearing, bearing stiffness, mathematical model.

Authors declare lack of the possible conflicts of interests.

For citations: Kutsenko N., Gribinichenko M. Numerical experiment on the properties of a radial hybrid lobe bearing with gas lubrication for ship turbo-machines. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2018; special issue 1: 157–162 (in Russian).

UDC 621.125:621.892

DOI: 10.24937/2542-2324-2018-1-S-I-157-162



## Введение

### Introduction

В настоящее время турбомашин находят широкое применение в различных отраслях науки и техники. Перспективное развитие турбин связано с увеличением мощности и, как следствие, увеличением частоты вращения роторов. Использование подшипников скольжения в таких машинах ограничивает моторесурс, требует сложной системы смазки и охлаждения, при этом возникает проблема надежности работы опор [3, 6]. Одним из эффективных решений этой проблемы является применение газовой смазки. Газовая смазка позволяет значительно снизить трение и повысить ресурс турбомашин, но ограничивает область применения газовых опор. Их недостаток – низкая несущая способность смазочного слоя, которая является следствием малой вязкости газов.

Целью работы является повышение несущей способности радиальных опор с газовой смазкой путем разработки новых конструкций и оптимизации параметров. Для достижения этой цели поставлены и решаются следующие задачи:

- разработать перспективные конструкции радиальных опор, обеспечивающих повышение несущей способности смазочного слоя по сравнению с существующими конструкциями газовых подшипников;
- предложить математическую модель объекта исследования, в которой учтено возникновение газодинамических и газостатических эффектов, а также решение задачи деформации упругих элементов;
- разработать программу расчета и оптимизации характеристик исследуемых подшипников;
- провести численный эксперимент по исследованию свойств разработанных подшипников;
- подтвердить адекватность численных результатов путем сравнения с результатами других авторов, а также при помощи современных программ конечно-элементного анализа (ANSYS, COMSOL, SOLID WORKS).

## Разработка конструкций радиальных опор, обеспечивающих повышение несущей способности смазочного слоя

### Development of radial bearings for increased bearing capacity of lubricating film

Переходя к результатам решения первой из поставленных задач можно сказать следующее. При разработке новых конструкций радиальных опор с газовой смазкой повысить несущую способность планируется тремя способами.

1-й способ – совмещение положительных свойств газодинамических и газостатических подшипников т.е. создание гибридной опоры.

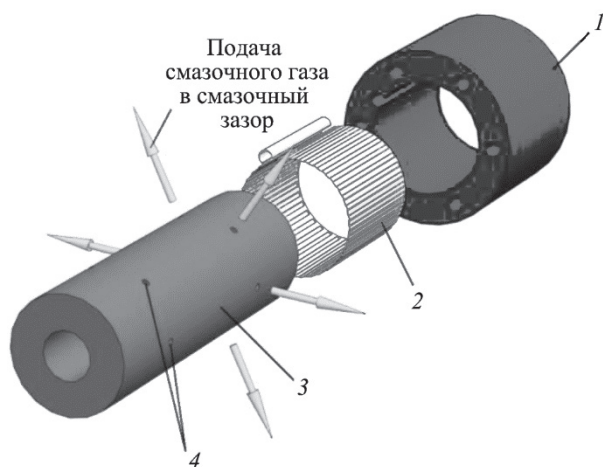
2-й способ – применение упругих элементов. Рассматривается несколько типов упругих элементов (лепестки, гофрированные подложки или подложки с упругими лапками).

3-й способ – проведение оптимизации конструктивных параметров подшипника (формы смазочного зазора, параметров упругих элементов).

При разработке конструктивных решений, которые обеспечивают возникновение газостатического эффекта, основная сложность заключается в организации подачи газа в смазочный зазор. Дело в том, что подавать газ через втулку подшипника затруднительно, поскольку на рабочей поверхности должны располагаться упругие элементы – лепестки или подложки с фольгой.

Выбран вариант подачи газа через ротор, который, несмотря на определенные сложности, все же представляется более реальным, чем вариант подачи газа через втулку подшипника. Для того, чтобы при этом максимально упростить конструкцию ротора, выбран наиболее простой способ наддува – через простые питатели, расположенные в один или несколько рядов (без каких-либо карманов, щелей и других элементов, которые предлагаются в подшипниках с наддувом газа).

Газодинамический эффект в радиальном подшипнике возникает при относительной скорости поверхностей, образующих этот слой, автоматически, вследствие наличия эксцентриситета. Известно, что несущая способность за счет газодинамического эффекта возникает при зазорах между цапфой и втулкой подшипника менее 10 микрометров, но из-за возможных деформаций и температурных расширений, возникающих при эксплуатации, применение подшипников в турбомашин ограниче-



**Рис. 1.** Общая схема газовой опоры: 1 – корпус; 2 – упругий элемент; 3 – вал; 4 – питатели

**Fig. 1.** General layout of gas bearing: 1 – shell; 2 – elastic element; 3 – shaft; 4 – feeders

но [2, 5]. Поэтому в разрабатываемой гибридной опоре необходимо обеспечить работу при таких ма-

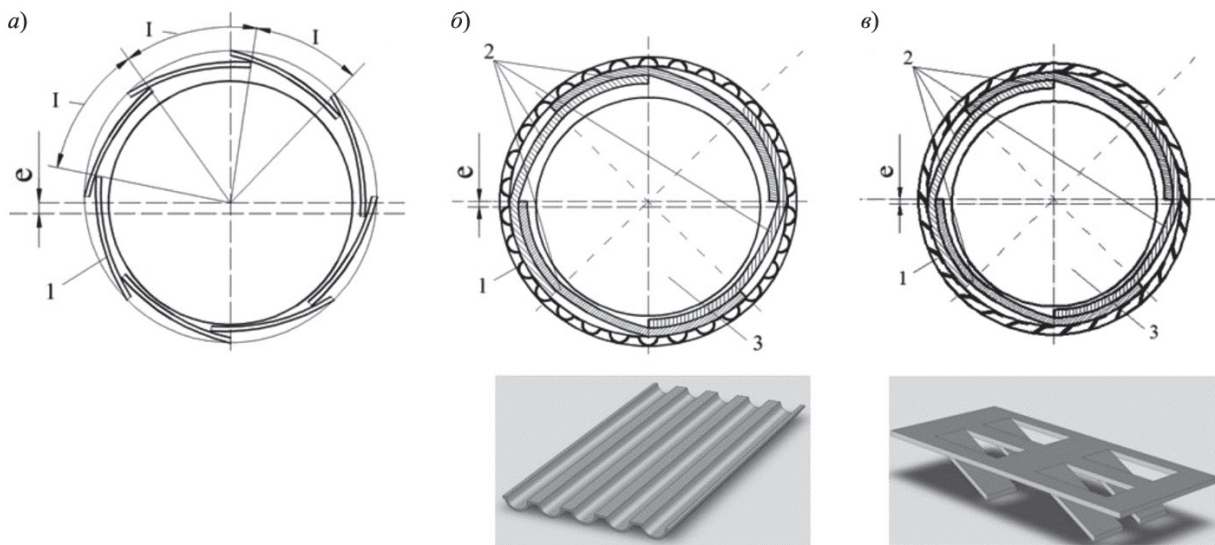
лых значениях смазочного зазора путем применения податливых рабочих поверхностей (лепестки или упругие подложки).

Общая схема разрабатываемой опоры показана на рис. 1. Через один или несколько рядов питателей, расположенных на поверхности ротора, в смазочный зазор подается сжатый газ, таким образом обеспечивается возникновение газостатического эффекта.

Подшипник имеет податливую (упругую) рабочую поверхность, конструкция которой может быть различной. Варианты разрабатываемых подшипников с податливыми рабочими поверхностями показаны на рис. 2.

Рассматриваются две группы конструкций: первая – подшипники с лепестками, уложенными свободными концами внахлест, и вторая – подшипники с фольгой и упругой подложкой. В данной группе выбраны две различные конструкции: гофрированная подложка и подложка с «лапками».

У подшипников с упругими подложками (рис. 2б,в) фольга показана уложенной слоями и внахлест. Таким образом предлагается создать клиновидные участки на рабочей поверхности подшипника и,



**Рис. 2.** Конструктивные типы: а) лепестковый подшипник (1 – лепестки, 2 – цапфа); б) подшипники с упругой подложкой в виде гофрированной ленты (1 – гофрированная упругая подложка, 2 – фольга, 3 – цапфа); в) подшипник с упругой подложкой в виде ленты с «лапками» (1 – упругая подложка с «лапками», 2 – фольга; 3 – цапфа)

**Fig. 2.** Design types: а) lobe bearing (1 – lobes, 2 – journal); б) bearing with elastic base of corrugated foil (1 – elastic corrugated base, 2 – foil, 3 – journal); в) bearing with elastic base foil with lugs (1 – elastic base with lugs, 2 – foil, 3 – journal)

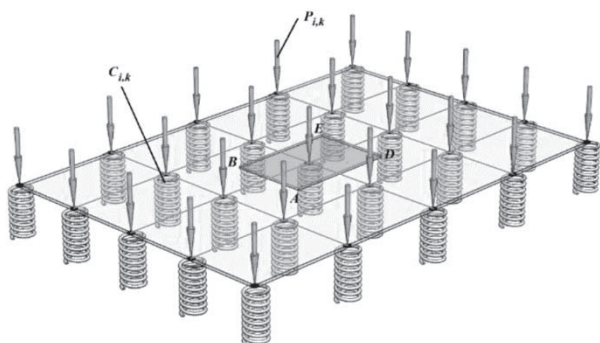


Рис. 3. «Идеальная» упругая подложка

Fig. 3. Ideal elastic base

оптимизируя форму зазора, повысить несущую способность подшипника [1, 4]. Например, исследовать влияние на несущую способность количества таких клиновидных участков, их протяженность. Кроме того, в математической модели рассматривается схема теоретической податливой рабочей поверхности.

Смазочный слой, если его рассматривать как некоторое упругое тело, имеет довольно сложный характер жесткости. Жесткость смазочного слоя неравномерна по рабочей поверхности и в каждой точке имеет свое, отличное от других значение. Также жесткость изменяется и при уменьшении смазочного слоя. Например, при значениях меньше 10 микрон у гибридных и газодинамических подшипников она резко возрастает.

Поскольку жесткость рабочей поверхности должна соответствовать жесткости смазочного слоя, то можно сказать, что в «идеальном» случае упругие элементы подшипника (лепестки или упругие подложки) должны иметь конструкцию, которая обладала бы переменной жесткостью по всей рабочей поверхности, а также изменялась бы при деформации в соответствии с тем, как изменяется жесткость смазочного слоя. На рис. 3 показана схема упругой подложки в виде набора пружин, каждая из которых имеет свою жесткость, отличную от других. При этом каждая пружина имеет переменную, в зависимости от деформации, жесткость.

Анализ характера смазочного слоя подшипников с газовой смазкой показывает, что для того, чтобы такая упругая конструкция соответствовала жесткости смазочного слоя, таких пружин должно быть несколько сотен или даже тысяч. Очевидно, что создание такой конструкции или невозможно, или очень сложно. Тем не менее, планируется рассмотреть такую конструкцию упругой подложки (условно она названа

«идеальной»), которая обеспечивает наиболее эффективную работу газовой опоры.

В математическую модель вводятся расчетные схемы реальных упругих конструкций (лепестков, гофрированных подложек и подложек с «лапками»), и определяется, каким образом можно максимально приблизить реальные конструкции по своим упругим свойствам к «идеальной».

### Математическая модель радиальных гибридных подшипников с податливыми рабочими поверхностями

Mathematical model of radial hybrid bearings with compliant bearing surfaces

Математическая модель радиального газового гибридного подшипника с податливыми рабочими поверхностями представляет собой систему уравнений, описывающих течение газа в смазочном слое исследуемой опоры [2]. С помощью модели проводится расчет, результатом которого являются значения давлений газа и характер распределения давлений в смазочном слое. В качестве основного уравнения используется уравнение Рейнольдса для радиального газодинамического подшипника [5]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3 \partial P^2}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3 \partial P^2}{\partial z} \right) = 12\mu V \frac{\partial (Ph)}{dz}$$

К этому уравнению вводят граничное условие – значение давления газа на краях подшипника

$$P = P_a$$

Уравнение Рейнольдса с граничным условием позволяет проводить расчет характеристик газодинамического подшипника. Поскольку рассматривается гибридный подшипник, то вводятся дополнительные уравнения, учитывающие подачу в смазочный зазор газа сжатого от внешнего источника. Эти условия определения значений давления на кромках питателей докритический режим (1) и критический режим истечения газа (2) уравнения в математических моделях гибридных и газостатических подшипников вводятся в виде дополнительных граничных:

$$\bar{P}_{i,k} = \frac{2}{3} (\bar{P}_{i-1,k} + \bar{P}_{i+1,k}) - \frac{1}{6} (\bar{P}_{i-2,k} + \bar{P}_{i+2,k}) + \frac{4F_n A_n \Delta x}{\bar{h}_{i,k}^3} \sqrt{\frac{2}{k-1} \left( \frac{k+1}{2} \right)^{k-1} \left[ \frac{1}{\bar{P}_{i,k}^k} - \bar{P}_{i,k}^{2k} \right]}; \quad (1)$$

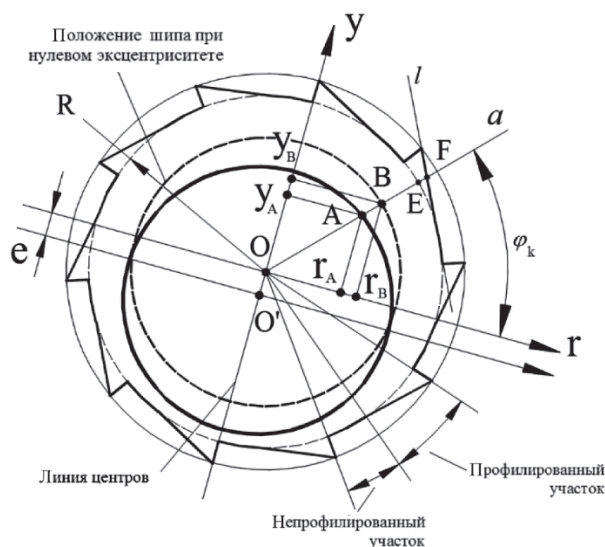


$$\bar{P}_{i,k} = \frac{2}{3}(\bar{P}_{i-1,k} + \bar{P}_{i+1,k}) - \frac{1}{6}(\bar{P}_{i-2,k} + \bar{P}_{i+2,k}) + \frac{4F_n A \Delta x}{h_{i,k}^3} \quad (2)$$

В модели используется численный метод решения уравнений, поэтому рабочая поверхность подшипника разбивается сеткой, образованной линиями, проходящими вдоль оси подшипника (линии имеют индекс  $k$ ), и линиями, образованными сечениями плоскостей перпендикулярных оси подшипника (индекс  $i$ ). Система строится в декартовых координатах  $x, y, r$ , а затем цилиндрическая рабочая поверхность подшипника рассматривается в развернутом виде.

Величина  $h_{i,k}$ , входящая в уравнения течения газа, определяет величину смазочного зазора в рассматриваемой точке, а все множество величин  $h_{i,k}$  определяет форму зазора. Она зависит от многих факторов: положения шипа относительно подшипника (величина эксцентриситета и положение линии центров), характеристик податливой рабочей поверхности (которые определяют величину и форму деформированной поверхности).

Учет всех вышеперечисленных факторов, влияющих на форму зазора, в математической модели сводится к выводу уравнений определения величины  $h_{i,k}$ .



**Рис. 4.** Расчетная схема формы смазочного зазора

**Fig. 4.** Calculation of lubrication gap

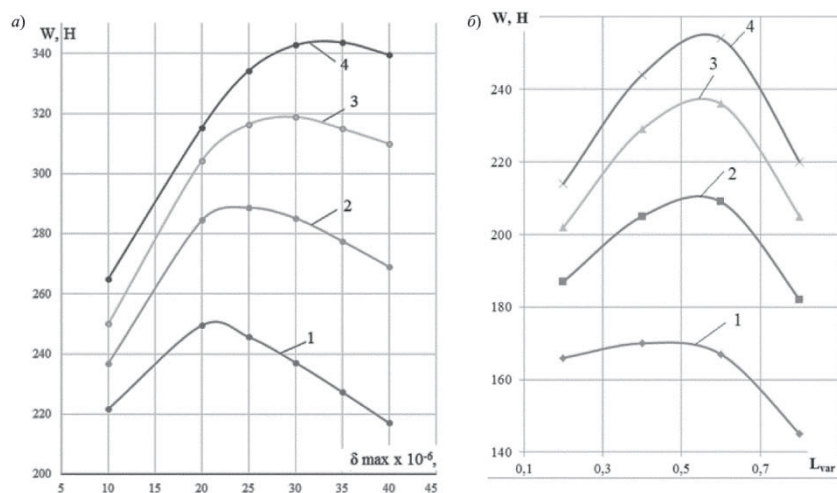
Несущая способность подшипника во многом зависит от формы смазочного слоя. Поэтому важно уметь правильно ее подбирать. На рис. 4 показана схема подшипника с профилированной рабочей поверхностью в виде клиновидных участков. Оптимизационная задача сводится к поиску формы смазочного зазора, обеспечивающего максимум несущей способности при заданных начальных условиях (частоте вращения и радиусе подшипника). К параметрам, определяющим форму смазочного зазора, относятся максимальная глубина клиновидного участка, его длина и количество клиновидных участков. Некоторые результаты численного эксперимента проводимого в рамках решения этой оптимизационной задачи отражены на рис. 5.

График на рис. 5а отражает зависимость несущей способности от глубины клиновидного участка при различных скоростях вращения вала. Видно, что зависимости имеют максимумы, которые смещаются при увеличении частоты вращения. Т.е. подшипники, поддерживающие роторы с различной номинальной частотой вращения, должны иметь различную глубину клиновидных участков. На графике рис. 5б показана зависимость несущей способности от длины клиновидного участка. Здесь также видны максимумы при определенной, оптимальной длине клиновидного участка.

## Заключение

### Conclusion

1. Предложено 4 типа радиальных гибридных подшипников, которые отличаются друг от друга конструкцией упругих элементов:
  - с лепестками;
  - с гофрированной упругой подложкой;
  - с подложкой с «лапками»;
  - с «идеальной» упругой подложкой.
2. Предложена математическая модель радиальных гибридных подшипников с податливыми рабочими поверхностями.
3. Получены зависимости несущей способности подшипника от параметров определяющих форму смазочного зазора.



**Рис. 5.** Зависимость несущей способности подшипника от формы смазочного зазора: 1 –  $\omega = 40\,000$  об/мин; 2 –  $\omega = 60\,000$  об/мин; 3 –  $\omega = 80\,000$  об/мин; 4 –  $\omega = 100\,000$  об/мин;  $R = 0,018$  м;  $L = 0,05$  м;  $c = 0,00001$  м;  $e = 0,000005$  м

**Fig. 5.** Bearing capacity versus lubricating gap shape: 1 –  $\omega = 40\,000$  rpm; 2 –  $\omega = 60\,000$  rpm; 3 –  $\omega = 80\,000$  rpm; 4 –  $\omega = 100\,000$  rpm;  $R = 0.018$  m;  $L = 0.05$  m;  $c = 0.00001$  m;  $e = 0.000005$  m

## Библиографический список

### References

1. Грибиниченко М.В. Осевые гибридные подшипники с газовой смазкой для турбокомпрессоров наддува судовых ДВС. Дис. ... канд. техн. наук. Владивосток: ДВГТУ, 2006. [M. Gribinichenko. Axial hybrid gas-lubricated bearings for turbochargers of ship's internal combustion engines. Candidate of Technical Sciences thesis. Vladivostok: Far Eastern Federal University, 2006. (In Russian)].
2. Константинеску В.Н. Газовая смазка. М.: Машиностроение, 1968. [V. Konstantinesku. Gas lubrication. M.: Mashinostroenie, 1968. (In Russian)].
3. Космынин А.В., Щетинин В.С., Хвостиков А.С., Иванова Н.А., Космынин А.А. Применение подшипников на газовой смазке // Успехи современного естествознания. 2012. № 9. С. 92–95. [A. Kosmyinin, V. Shchetinin, A. Khvostikov, N. Ivanov, A. Kosmyinin. Application of gas-lubricated bearings // Uspekhi sovremennogo estestvoznaniya. 2012; 9: 92–5. (In Russian)].
4. Куренский А.В. Повышение несущей способности осевых гибридных лепестковых подшипников на газовой смазке судовых турбомашин. Дис. ... канд. техн. наук. Владивосток: ДВГТУ, 2012. [A. Kurenskiy. Increasing capacity of hybrid lobe bearings. Candidate of Technical Sciences thesis. Vladivostok: Far Eastern Federal University, 2012. (In Russian)].
5. Самсонов А.И. Подшипники с газовой смазкой для турбомашин. Владивосток: ДВГТУ, 2009. [A. Samsonov. Gas-lubricated bearings for turbo-machines. Vladivostok: Far Eastern Federal University, 2009. (In Russian)].
6. Gribinichenko M.V., Kurenskiy A.V., Sinenko N.V. Axial bearing gas lubrication for marine turbomachines // Russianengineeringresearch. 2013; 10(33): 566–8.

### Сведения об авторах

Куценко Наталья Владимировна, ассистент кафедры Судовой энергетики и автоматики Инженерной школы, Дальневосточного федерального университета. Адрес: 690091, Россия, Владивосток, ул. Адмирала Фокина, д. 26. Телефон: +7 (914) 975-20-32; E-mail: Tatka\_I@list.ru, kutcenko.nv@dvfu.ru.

Грибиниченко Матвей Валерьевич, к.т.н., доцент кафедры Судовой энергетики и автоматики Инженерной школы, Дальневосточного федерального университета. Адрес: 690091, Россия, Владивосток, ул. Адмирала Фокина, д. 26. Телефон: +7 (423) 226-13-31, 8 (800) 555-08-88; E-mail: gribinichenko.mv@dvfu.ru.

### About the authors

Kutsenko N., Teaching Assistant, Chair of Ship Powering and Automatics, Engineering School, Far Eastern Federal University. Address: Ul. Admirala Fokina 26, Vladivostok, 690091, Russia. Tel.: +7 (914) 975-20-32; E-mail: Tatka\_I@list.ru, kutcenko.nv@dvfu.ru.

Gribinichenko M., Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Chair of Ship Powering and Automatics, Engineering School, Far Eastern Federal University. Address: Ul. Admirala Fokina 26, Vladivostok, 690091, Russia. Tel.: +7 (423) 226-13-31, 8 (800) 555-08-88; E-mail: gribinichenko.mv@dvfu.ru.

Поступила / Received: 14.03.18

Принята в печать / Accepted: 18.04.18

© Куценко Н.В., Грибиниченко М.В., 2018