

УДК 621.454.2.043

О. П. БАДУН, Я. Н. ИВАНОВ*ГП «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», Днепр, Украина*

ПЛАВАЮЩЕЕ КОЛЬЦО КАК ИСТОЧНИК ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА

Наиболее распространенным типом уплотнений по буртам центробежного колеса насоса ТНА ЖРД является плавающее кольцо. Показано, что при определенных условиях плавающее кольцо может быть источником возникновения изгибных колебаний ротора. Обусловлена важность рассмотрения динамики ротора в составе системы «уплотнение-ротор-подшипник». Предложен механизм возникновения изгибных колебаний. Приведены результаты испытаний плавающих колец различной конструкции и их влияние на состояние шарикоподшипников. Показаны результаты отработки ротора с центральным расположением турбины, установленного на двух шарикоподшипниковых опорах.

Ключевые слова: ЖРД, ТНА, насос, ротор, плавающие кольца, гидравлические силы, подшипник.

Введение

Благодаря простоте и технологичности конструкции в сочетании с приемлемыми характеристиками экономичности, щелевые уплотнения с плавающими кольцами получили широкое распространение в турбонасосных агрегатах ЖРД. Плавающие кольца применяют для разделения полостей высокого и низкого давления в насосе, устанавливая их на специально выполненные бурты на дисках центробежного колеса.

Принцип работы щелевого уплотнения основан на дросселировании давления за счет местных потерь на трение при проточке жидкости. Конструкция плавающих колец будет более подробно рассмотрена в следующем разделе.

Благодаря тому, что принцип работы проточных щелевых уплотнений схож с работой опор скольжения, их установка в турбонасосных агрегатах положительно сказывается на упругодемпфирующих свойствах ротора, что повышает запас по критическим оборотам, сопротивление к колебаниям и позволяет снизить амплитуду колебаний.

Однако, при определенных условиях именно плавающее кольцо может быть источником возникновения изгибных колебаний ротора. Колебания приводили к повышенному износу шарикоподшипника.

Данная статья посвящена проблеме обеспечения ресурса и надежности подшипниковых опор ротора ТНА. Целью статьи является анализ имеющихся экспериментальных данных для ответа на вопрос о причинах повышенного износа шарикоподшипника и разработка рекомендаций по увеличению ресурса.

1. Постановка вопроса

Проблема повышенного износа шарикоподшипниковых опор является наиболее распространенной проблемой, возникающей при отработке вновь разрабатываемого ТНА. И возникает практически во всех турбоагрегатах. Несмотря на большой объем исследований, посвященных динамике роторов, проблема до настоящего времени является важной и актуальной. К тому же большинство исследований были проведены для машин общего машиностроения, условия, работы которых значительно отличаются от условий работы турбонасосных агрегатов ЖРД, что приводит к сложностям интерпретации конкретных предложений и выводов по улучшению динамики ротора, описанных в этих работах.

Жесткие условия работы ТНА ЖРД приводят к тому, что в систему «уплотнение-ротор-подшипник» входит очень большое количество факторов, которые могут кардинально повлиять на работу системы и привести к поломке агрегата.

Практика отработки турбонасосных агрегатов в КБ «Южное» также подтверждает, что вопрос обеспечения работоспособности опор и уплотнений в ТНА ЖРД всегда остаётся актуальным.

При отработке вновь разрабатываемого двигателя, в состав которого входил модернизированный ТНА с ранее серийно выпускаемого двигателя с незначительными изменениями, возникла проблема повышенного износа шарикоподшипников.

При дефектации следов износа шарикоподшипников было установлено, что изнашивается внутренняя обойма. Износ был односторонний.

На основании вышеизложенного, имея экспериментальные данные и данные по конструктивным

изменениям, необходимо ответить на вопрос, какие именно изменения привели к возникновению проблемы повышенного износа шарикоподшипниковой опоры и почему?

2. Конструкция турбонасосного агрегата

В турбонасосном агрегате, о котором будет идти речь в данной статье, применена конструктивная схема с центральным расположением турбины. Пример исполнения такой турбомашины представлен на рисунке 1.

С точки зрения конструктивного исполнения схема является наиболее простой и позволяет применять двухопорный вал с консольным расположением насосов, что обеспечивает осевой подвод компонентов к насосам.

Схема, в некоторых случаях способствует снижению веса конструкции, минимизирует количество подшипниковых опор, дает возможность хорошо уравновесить осевые силы, возникающие в турбомашине, уменьшает на половину количество герметизирующих устройств в агрегате. При использовании самовоспламеняющихся компонентов топлива такая схема требует применения надежных уплотнений между турбиной и одним из насосов, перекачивающим компонент, попадание которого в полость турбины приводит к забросу температуры газа и выходу из строя турбонасосного агрегата.

Однако, существует и недостаток такой схемы конструктивного исполнения турбонасосного агрегата, заключающийся в том, что наиболее теплонапряженный элемент – выхлопной коллектор

турбины, является силовой частью. Из-за температурных расширений металла, вся статорная часть агрегата подвергается деформациям и перекосам относительно оси ротора.

Для компенсации перекосов в шарикоподшипниковых опорах в такой конструкции применяют специальные подшипники со сферическими поверхностями (рис. 2).

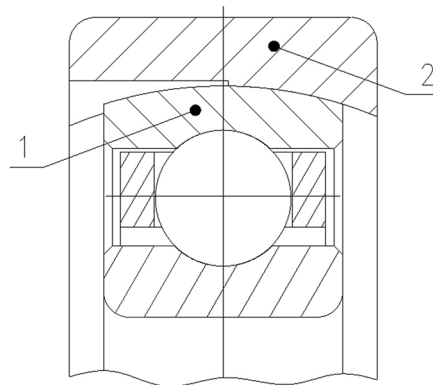


Рис. 2. Конструкция опоры с защитой от несоосности статора и ротора
1 – шарикоподшипник, 2 – втулка со сферической поверхностью

Такая конструкция позволяет исключить влияние стационарной несоосности статора относительно оси вращения на ротор.

Однако, опоры это лишь одна составляющая из множества факторов влияющих на динамику ротора.

К примеру, уплотняющие поверхности между ротором и статором также будут подвергаться перекоосу. В данной статье и будет идти речь о влиянии уплотнений на ротор, при перекосах их осей.

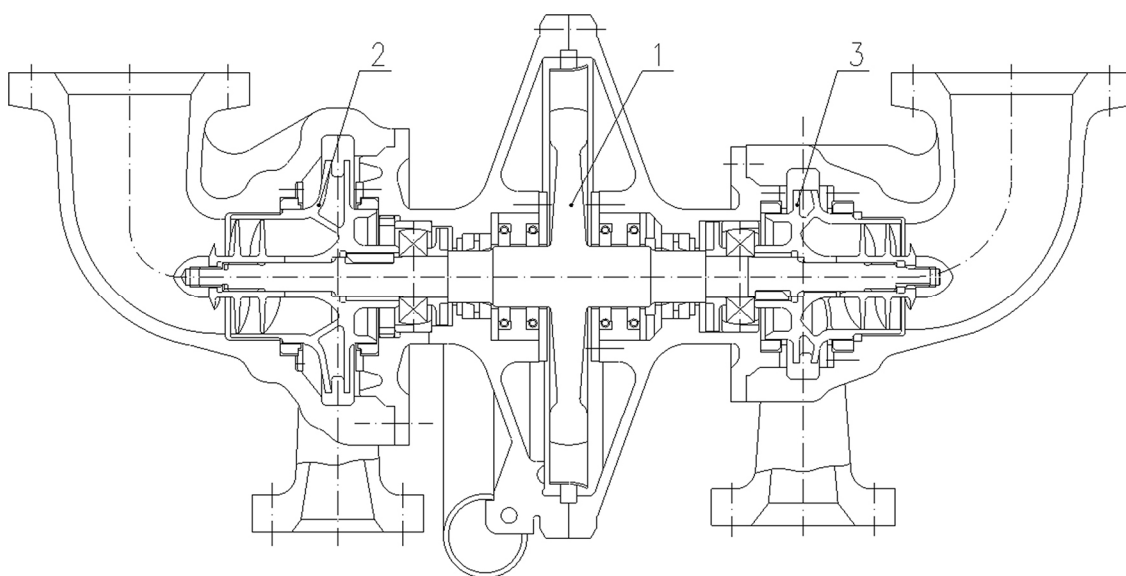


Рис. 1. Турбонасосный агрегат с центральным расположением турбины:
1 – турбина, 2, 3 – шнекоцентробежные насосы

3. Анализ конструктивных изменений модернизированного ТНА

Как уже было сказано в первом разделе, при отработке модернизированного турбонасосного агрегата возникла проблема повышенного износа шарикоподшипников, а именно износ внутренней обоймы.

При анализе конструктивных изменений ТНА было отмечено, что в двигателе-прототипе имел место дефект плавающих колец, применяемых в качестве уплотнений по буртам центробежных колес (рис. 3).

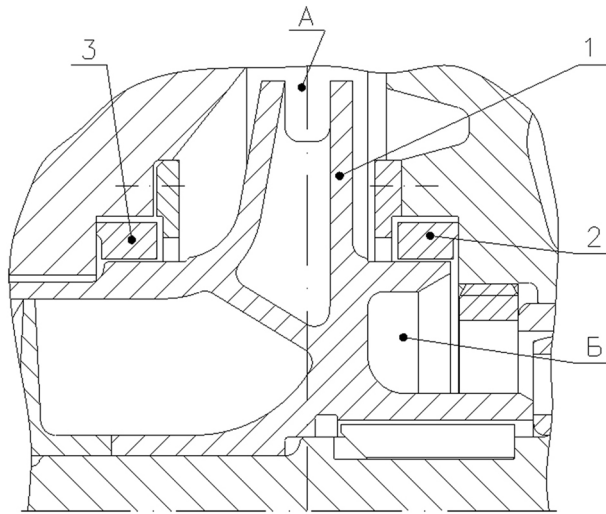


Рис. 3. Конструкция уплотнений центробежного колеса с помощью плавающих колец:
1 – центробежное колесо; 2 – плавающее кольцо по заднему бурту; 3 – плавающее кольцо по переднему бурту; А – полость высокого давления;
Б – полость низкого давления

Дефект заключался в том, что при работе агрегата торцы плавающего кольца подвергались наклепу. Так как влияния дефекта на работу всего агрегата отмечено не было, то было принято решение им пренебречь.

При проектировании модернизированного турбонасосного агрегата дефект наклепа уплотняющих торцов плавающих колец устранили путем увеличения усилия прижатия плавающего кольца о контактную поверхность.

Это было достигнуто путем изменения диаметра расположения уплотняющего бурта, за счет чего площадь поверхности, на которую воздействует высокое давление, нагнетаемое центробежным колесом, увеличилась (рис. 4).

Изменилось и расположение турбонасосного агрегата в составе двигателя.

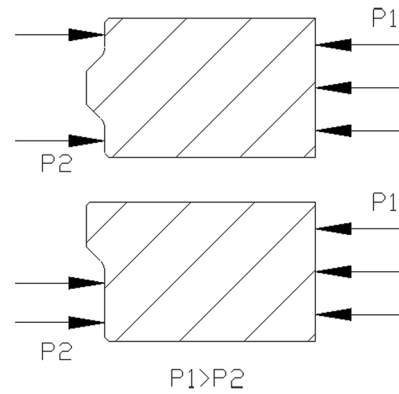


Рис. 4. Распределение давлений на плавающем кольце в зависимости от диаметра уплотняющего торца

Поэтому работы по устранению повышенного износа шарикоподшипниковых опор велись в двух направлениях: исследованию влияния плавающих колец на динамику ротора и увеличению жесткости крепления турбонасосного агрегата к силовой раме двигателя.

4. Работы по исследованию влияния плавающих колец на динамику ротора

Для сравнительной оценки величины радиальной силы, возникающей при перекосах уплотняющих поверхностей ротора и плавающего кольца, были проведены специальные испытания двигателей с различными вариантами конструкции плавающих колец в турбонасосном агрегате.

Испытания проводились при одинаковых исходных условиях. С установкой колец одинаковой конструкции, как на переднем, так и на заднем бурту центробежного колеса.

Для испытаний было изготовлено четыре варианта конструкций плавающих колец (рис. 5).

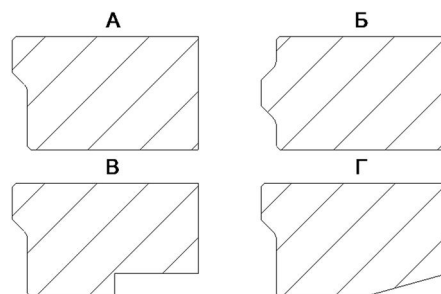


Рис. 5. Исследуемые варианты плавающих колец

Для первого варианта приняты штатные плавающие кольца рис. 5 А. Второй вариант плаваю-

щих колец выполнен с уменьшенным диаметром уплотняющего торца, для снижения усилия прижатия кольца к корпусу рис. 5 Б. Как уже было сказано в предыдущем разделе, такие кольца применялись в двигателе прототипе.

В третьем и четвертом варианте плавающих колец выполнены конструктивные изменения для образования конфузурности уплотняющей щели. Для чего кольца выполнены с уступом рис. 5 В и с конической проточкой рис. 5 Г.

Принцип применения плавающих колец с конфузурной формой уплотняющей щели для решения проблемы динамики ротора, а также распределение сил в такой щели подробно было рассмотрено в статье автора «Особенности использования плавающих колец в кислородных насосах» [1].

В качестве краткого резюме можно отметить, что при перекосе уплотняющих поверхностей плавающего кольца и ротора образуется гидростатическая радиальная сила, прижимающая кольцо к бурту колеса. Применение конфузурной щели в уплотнении с плавающим кольцом позволяет более равномерно распределить давления в щели и уменьшить силу.

В исследуемом случае из-за большой силы прижатия плавающего кольца к корпусу ТНА, в котором из-за разницы температур происходят температурные деформации, приводящие к перекосу осей, гидростатическая радиальная сила будет воздействовать на ротор.

Результаты испытаний показали, что наибольший износ шарикоподшипниковых опор наблюдался со штатными плавающими кольцами. Испытания плавающих колец с уступом и конической проточкой показали, практически одинаковые результаты, а именно величина износа существенно уменьшилась, как и уровень вибраций агрегата при его работе, однако достичь требуемого ресурса работы агрегата не удалось.

5. Анализ результатов испытаний

Полученные результаты испытаний вызвали интерес к более полному анализу динамики ротора и влияния на нее плавающих колец.

В результате анализа был предложен механизм возбуждения изгибных автоколебаний.

В щелевых уплотнениях рассматриваемого ТНА имеется перекося осей поверхностей, образующих щель.

В результате перекося осей появляется гидростатическая сила:

$$F_r = k \cdot \Delta P \cdot l \cdot d, \quad (1)$$

где k – коэффициент угла перекося;

ΔP – разница давлений;

l – длина щели;

d – диаметр щели.

Гидростатическая сила перпендикулярна к оси вращения, направлена в сторону диффузорного участка [2].

Величина радиальной силы F_r не может быть, больше силы трения плавающего кольца по торцу

$$F_r = F_{oc} \cdot f, \quad (2)$$

где F_{oc} – осевая сила прижатия плавающего кольца к торцу;

f – коэффициент трения.

В процессе работы агрегата всегда имеется биение поверхностей буртов крыльчатки. Биение буртов приводит к периодическому, на каждый оборот, изменению величины гидростатической радиальной силы. Величина биения буртов зависит от точности изготовления деталей, сборки и дисбаланса ротора.

Дисбаланс ротора порождает центробежную силу, которая определяется как:

$$F_c = G \cdot R \cdot \omega^2 / g, \quad (3)$$

где G – вес ротора;

R – радиус эксцентриситета центра масс;

ω – частота вращения.

Чем больше дисбаланс и частота вращения, тем больше величина изгиба вала. Схема изгиба ротора с центральным расположением турбины, установленного на двух опорах, вращающегося при скоростях, не превышающих первую критическую скорость, связанная с дисбалансом показана на рисунке 6.

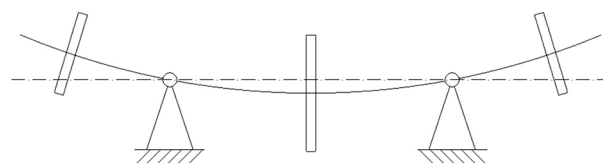


Рис. 6. Схема изгиба ротора

Величина изгиба вала определяется действием трех сил в радиальной плоскости:

- 1) центробежной силой от дисбаланса;
- 2) гидростатической силы, действующей на ротор;
- 3) силы упругости вала.

Силу упругости вала можно определить как:

$$F_c = k \cdot e, \quad (4)$$

где k – коэффициент жесткости;

e – величина изгиба (отклонения вала от оси).

Характерной особенностью гидростатической силы является то, что величина ее зависит от направления изгиба вала и изменяется в плоскости перекоса плавающего кольца от максимальной до минимальной величины.

При изгибе в сторону диффузорности щели радиальная сила действует в сторону изгиба, складываясь с центробежной, но уменьшается и достигает нулевого значения при изгибе на угол перекоса.

В этом крайнем положении изгиб вала уравновешен действием центробежной силы (дисбаланса) и силой упругости изогнутого вала.

При провороте на угол 180° изгиб вала совпадает с конфузорной частью щели, где давление максимально. Радиальная сила направлена против радиальной силы дисбаланса. Изгиб минимальный.

Через 180° опять радиальная сила максимальная, т.к. радиальная сила действует в ту же сторону, что и сила от дисбаланса (рис. 7).

Возникновению автоколебательного режима ротора (изгибные автоколебания) способствуют:

1. Инерция ротора.
2. Сила упругости вала.
3. Положительная обратная связь.

Положительная обратная связь появляется при наличии переменной радиальной силы, возникающей при перекосах.

Введение конфузорных плавающих колец по переднему и заднему буртам центробежного колеса уменьшило гидростатическую жесткость опор, какими являются щелевые уплотнения, т.е. плавающие кольца. Так как изгиб вала прямо пропорционален расстоянию от опоры, то наибольшей величины он

достигает на его концах. Следовательно, в большей степени раскачивающая гидростатическая сила возникает из-за воздействия плавающих колец на передних буртах центробежных колес, вход которых направлен в сторону консоли ротора. Следовательно, можно сделать вывод, что и больший эффект от применения конфузорных плавающих колец на раскачивающую гидростатическую силу будет достигаться при их применении по передним буртам. Для заднего бурта, для повышения гидростатической жесткости, целесообразнее применить плавающие кольца с цилиндрической щелью.

Для подтверждения выдвинутой версии были проведены испытания турбонасосного агрегата с различными по конструкции плавающими кольцами по буртам центробежного колеса.

На передних буртах были применены плавающие кольца с конфузорной щелью, по задних – с цилиндрической.

Испытания насоса с разными плавающими кольцами показали правильность принятых мер. Состояние подшипников после испытаний заметно улучшилось. Замечаний к ним при осмотре не было.

Заключение

1. Экспериментально показано, что при перекосе уплотняющих поверхностей плавающего кольца и ротора образуется гидростатическая радиальная сила, которая способна передаваться на ротор, ухудшая его динамику.

2. Предложен механизм возникновения изгибных автоколебаний ротора.

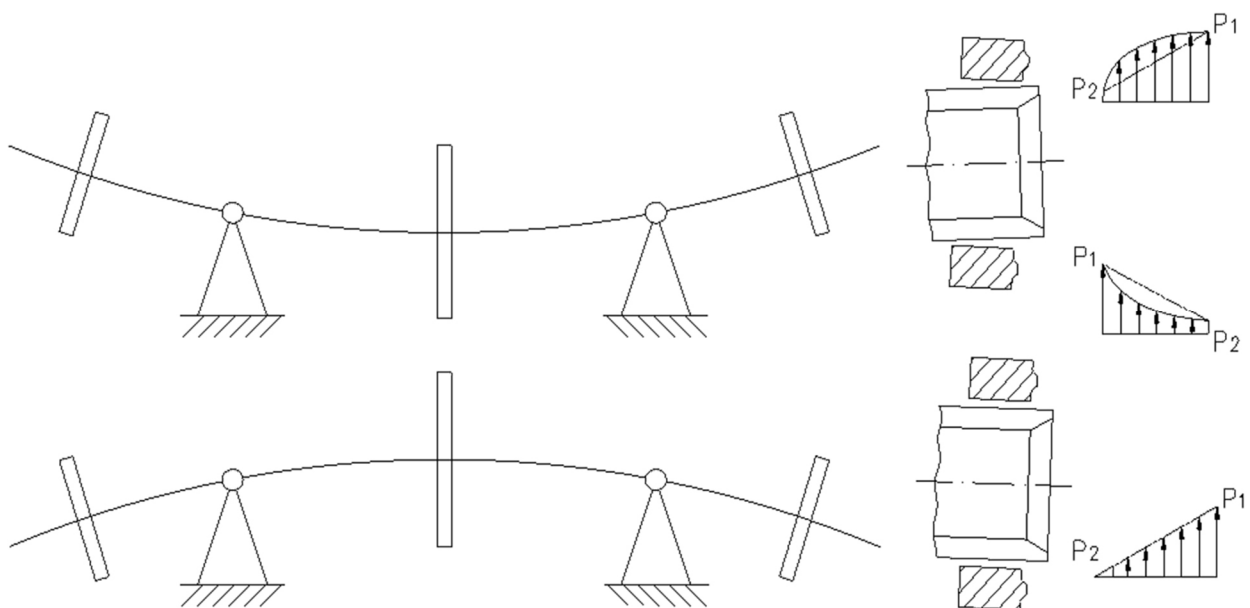


Рис. 7. Схема вращения ротора и воздействия на него гидростатической силы

3. Показаны результаты обработки ротора с центральным расположением, установленного на двух шарикоподшипниковых опорах.

Литература

1. Бадун, О. П. Особенности использования плавающих колец в кислородных насосах [Текст] / О. П. Бадун, С. А. Дешевых, Я. Н. Иванов // Вестник Двигателестроения. – 2016. – № 2 – С. 115–121.
2. Марцинковский, В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. [Текст] / В. А. Марцинковский. – М. : Машиностроение, 1980. – 200 с.

Поступила в редакцию 9.04.2017, рассмотрена на редколлегии 8.06.2017

Рецензент: д-р техн. наук, проф., начальник сектора В. С. Хорошилов, ГП КБ «Южное», Днепр.

ПЛАВАЮЧЕ КІЛЬЦЕ ЯК ДЖЕРЕЛО ЗГІНАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ РОТОРА

О. П. Бадун, Я. М. Иванов

Найбільш поширеним типом ущільнень по буртам відцентрового колеса насосу ТНА РРД є плаваюче кільце. Наведено, що за певних обставин плаваюче кільце може бути джерелом згинальних коливань ротору. Виділена важливість розгляду динаміки ротору у складі системи «ущільнення-ротор-підшипник». Запропоновано механізм виникнення згинальних коливань. Наведені результати випробувань плаваючих кілець різної конструкції та їх вплив на стан шарикопідшипників. Наведені результати відпрацювання ротору з центральним розташуванням турбіни, встановленого на двох шарикопідшипникових опорах.

Ключеві слова: РРД, ТНА, насос, ротор, плаваючі кільця, гідравлічні сили, підшипник.

FLOATING RING AS A SOURCE OF BENDING OSCILLATION IN ROTOR

O. P. Badun, Ya. N. Ivanov

The most usual type of seal round impeller's collars for LPE TP is a floating ring. The article describes that on certain conditions the floating ring may be a source of bending oscillation occurrence in rotor and stipulates the importance of the rotor dynamics examination within the system "seal-rotor-bearing". At the same time authors propose a mechanism of the bending oscillation occurrence, show the results of the floating rings testing with various designs and their influence on the ball bearings status, as well as show the results of the rotor development supported by two ball bearings with centered turbine.

Keywords: LRE, TP, pump, rotor, floating ring, hydraulic power, bearing.

Бадун Олег Петрович – аспірант ГП КБ «Южное», інженер-конструктор I кат. отдела турбонасосных агрегатов ГП КБ «Южное», Днепр, Украина, e-mail: eye-leopard@mail.ru.

Іванов Яков Николаевич – канд. техн. наук, вед. науч. сотр. отдела турбонасосных агрегатов ГП КБ «Южное», Днепр, Украина.

Badun Oleg Petrovich – Yuzhnoye SDO graduate student, II category design-engineer of the turbopump unit department, Yuzhnoye SDO, Dnepr, Ukraine, e-mail: eye-leopard@mail.ru.

Ivanov Yakov Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences, leading research worker of the turbopump unit department, Yuzhnoye SDO, Dnepr, Ukraine.

References

1. Badun, O. P. Deshevykh, S. A. Ivanov, Ya. N. *Osobennosti ispol'zovaniya plavayushchikh kolets v kislorodnykh nasosakh* [Special aspects of the use of floating rungs in oxygen pumps]. Zaporozh'e, Vestnik Dvigatellestroeniya, 2016, no. 2. pp. 115–121.
2. Martsinkovskii, V. A. *Beskontaktnye uplotneniya rotornykh mashin* [Contactless seals of rotary machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 200 p.