

**В.Б. Балякин,
С.В. Фалалеев,
А.В. Швецов**

«Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королева»

Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086

sergey_falaleev@mail.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ "СУХИХ" УПЛОТНЕНИЙ ПРИ НАЛИЧИИ ВИБРАЦИИ РОТОРА

В статье представлены результаты экспериментального исследования "сухих" уплотнений при наличии роторной вибрации. Приведено описание системы измерения динамического стенда. Проведена оценка влияния вибрационных нагрузок на утечки через уплотнение и анализ влияния радиального смещения и перекоса вала на работу "сухого" уплотнения. Приведен анализ причины вибрационного дефекта. Определены допустимые значения амплитуд вибрации ротора газоперекачивающего агрегата.

Ключевые слова: сухое уплотнение; вибрация; утечки; зазор; амплитуда колебаний; динамический стенд

1 Введение

При работе газоперекачивающих агрегатов (ГПА) возникает вибрация ротора из-за ряда причин, связанных как с технологией изготовления, так и с особенностями эксплуатации [1-3]. Вибрация оказывает влияние и на характеристики торцового газодинамического уплотнения (ТГДУ), называемого в литературе как "сухое" уплотнение. Значительная часть повреждений в уплотнениях происходит в результате возникновения в них опасной вибрации [4-7]. В сочетании с перекосом вращающегося кольца уплотнения вибрация создает повышенный момент трения на контактных поверхностях [8, 9]. Это приводит к нерасчетному режиму работы с ростом температуры в зоне трения и к увеличению утечек через уплотнение [10,11]. К тому же вибрация ротора создает дополнительные динамические напряжения в кольцах пары трения, что снижает их ресурс. Допустимый диапазон амплитуд вибраций ротора в электромагнитных подшипниках определяется возможностями используемых в ГПА торцовых газодинамических уплотнений [1, 5, 7]. Целью экспериментальных исследований, проведенных в данной работе, является

проверка работоспособности уплотнения в стендовых условиях при повышенных амплитудах колебаний ротора, возникающих при использовании в опорах нагнетателя электромагнитных подшипников, а также в нагнетателях с гидродинамическими подшипниками скольжения при нестандартных ситуациях.

2 Выбор определяющих и определяемых параметров исследования

Для исследования использовался динамический стенд СУ-1 [7]. В качестве определяющих параметров для экспериментальных исследований ТГДУ выбираются радиальное и торцевое биение роторной втулки уплотнения.

При монтаже уплотнения в посадочное отверстие гильзы нагнетателя, несоосное оси вала, роторная втулка ТГДУ смещается относительно корпуса уплотнения, но совершает малые радиальные колебания в процессе работы. В этом случае радиальное смещение вала относительно корпуса уплотнения обычно имитируется за счет смещения корпуса. По данным зарубежных фирм - производителей ТГДУ смещение корпуса относительно ротора без установки лабиринтного уплотнения может достигать 0,5 ... 0,9 мм.

Для имитации радиальных колебаний ротора относительно статора на стенде радиальное биение (0,1; 0,2; 0,3 мм) роторной втулки ТГДУ задается смещением оси рабочего вала относительно оси испытательного вала путем последовательной расточки посадочной поверхности у последнего на заданную величину.

Комбинация радиального и осевого биения, которая имеет место в реальных условиях работы газоперекачивающего агрегата, достигается за счет перекаса рабочего вала относительно испытательного вала путем подкладывания фольги под привалочный торец валов на дуге 60°.

Радиальное биение вала при установке контролируется в районе второй ступени уплотнения, а осевое биение замеряется на торцевой поверхности роторной втулки уплотнения. Эти параметры жестко связаны.

В качестве определяемых параметров исследования выбраны утечки газа через первую и вторую ступени уплотнения и вибрация корпуса установки. Предельное значение утечек через первую ступень уплотнения принимается равным 100 нормолитров в минуту.

3 Разработка системы измерения стенда для проведения исследований при повышенных амплитудах колебаний ротора

Схема системы измерения представлена на рисунке 1. Измерение динамического радиального перемещения вала под второй ступенью уплотнения в горизонтальной и вертикальной плоскости производились токовихревыми датчиками с точностью 1 мкм, которое можно пересчитать в динамическое радиальное и торцовое биение первой ступени ГДУ за счет наличия жесткой кинематической связи. Результаты измерений фиксировались и обрабатывались блоком РХИ производства фирмы «National Instruments».

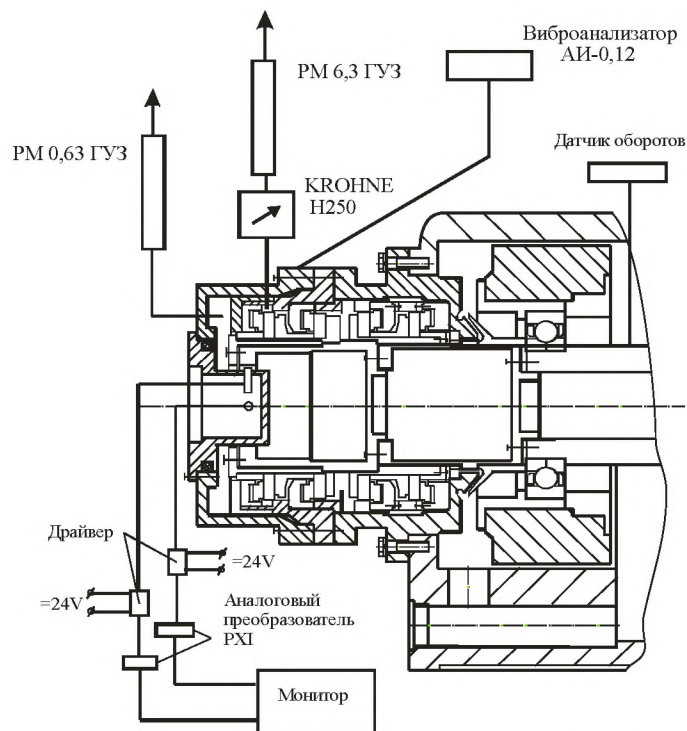


Рисунок 1. Схема системы измерений динамического стенда

Утечки газа через первую и вторую ступени уплотнения измерялись с помощью стеклянных ротаметров ГУЗ-6,3 и ГУЗ-0,63 соответственно, а для первой ступени замеры дублировались расходомером Н-250 фирмы «KROHNE», что позволило производить замеры в области малых расходов, где чувствительности стеклянного ротаметра недостаточно.

Измерение положения ротора в горизонтальной и вертикальной плоскостях производилось с частотой 20 кГц. Полученные данные обрабатывались блоком измерения РХИ.

Датчики перемещения ротора закреплены в корпусе установки.

Для оценки точности полученных результатов проводились измерения также и колебаний корпуса в горизонтальной и вертикальной плоскостях с помощью виброизмерительной аппаратуры АИ – 012 («Дельфин») с точностью измерения виброперемещений 0,01 мкм.

Биение роторной втулки уплотнения приводит к пульсациям утечек через первую и вторую ступень. Замеры расхода газа через первую и вторую ступень

исследуемого ТГДУ про-водились 12 раз для каждого режима работы, установленного согласно программе испытания-ний, в течение двух минут. Среднестатистическое значение вычислялось с вероятностью $P = 0,68$. При этом среднеквадратическое отклонение результатов измерения расхода не превышало 0,2 нормолитра в минуту или 2 % для первой ступени и 15% для второй.

Пульсации утечек через первую и вторую ступень характеризуют степень биения вала, однако точность измерения применяемых приборов не позволили установить четкую взаимосвязь между этими параметрами. Для использования пульсаций утечек в качестве диагностического признака в дальнейшем необходимо использовать датчики пульсаций, установленные непосредственно в полости на выходе из ступеней.

4 Анализ влияния радиального смещения (эксцентриситета) и перекоса вала на работу ТГДУ

Радиальное смещение вала с эксцентриситетом $e = 0,1; 0,2$ и $0,3$ мм без перекоса, как видно из графиков рисунке 2, практически не влияет на величину утечек через уплотнение. Отличие в замерах для различных режимов работы не превышает точности измерения утечек.

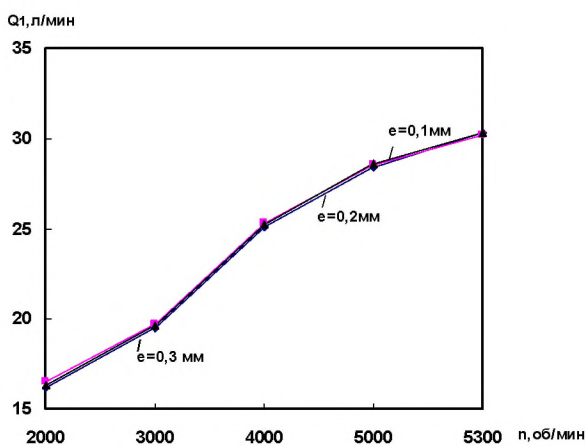


Рисунок 2. Зависимость утечек через первую ступень ТГДУ от оборотов при давлении газа на входе в уплотнение 6 МПа при различных статических эксцентриситетах e

Влияние перекоса вала на утечки через первую ступень уплотнения значительное, причем нелинейное как с ростом оборотов, так и давления подачи воздуха на входе в уплотнение. Утечки через первую ступень ТГДУ, согласно рисунку 3, с ростом перекоса δ сначала увеличиваются, а затем снижаются, имея максимум при значениях $\delta = 0,2$ мм. Такое явление можно объяснить тем, что при больших перекосах вала зазор в первой ступени ТГДУ становится относительно большим и течение газа в этой области становится сверхкритическим, что характеризуется резким снижением расхода.

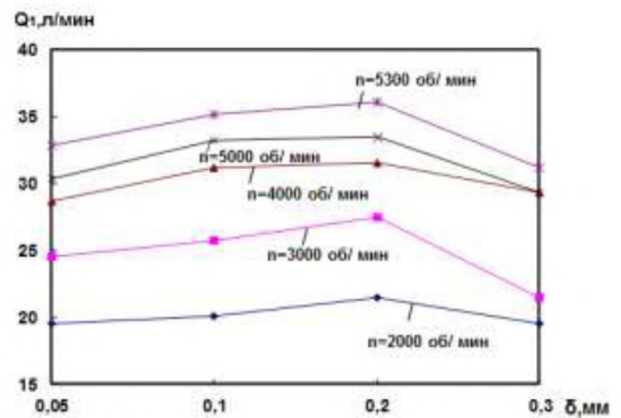


Рисунок 3. Зависимость утечек через первую ступень уплотнения для различных оборотов ротора от статических смещений δ испытательного вала при давлении подачи воздуха $P_v = 6$ МПа

При перекосах вала $\delta = 0,2$ мм и $0,3$ мм (под перекосом понимается радиальное биение вала под второй ступенью при внесении углового отклонения вала от оси вращения) появляются утечки газа через вторую ступень ТГДУ. Из рисунка 4 видно, что с ростом перекоса вала утечки монотонно возрастают, в отличие от утечек через первую ступень ТГДУ. Это объясняется тем, что перепад давления на второй ступени уплотнения незначителен и составляет $0,01 \dots 0,03$ МПа, поэтому даже при радиальном перекосе вала $\delta = 0,3$ мм сверхкритическое течение не возникает

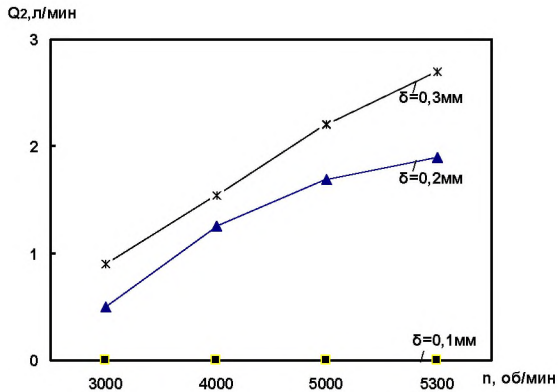


Рисунок 4. Зависимость утечек через вторую ступень ТГДУ от оборотов при давлении газ на входе в уплотнение 6 МПа при различных перекосах вала

Для объективной оценки работоспособности ТГДУ при перекосах необходимо оценить величину смещения вала, возникающую в динамике.

На рисунке 5 приведены зависимости динамического радиального смещения ротора Удрх от оборотов для различных статических перекосов δ . Из графиков зависимостей видно, что в динамике перекосы возрастают от оборотов нелинейно до 400 мкм.

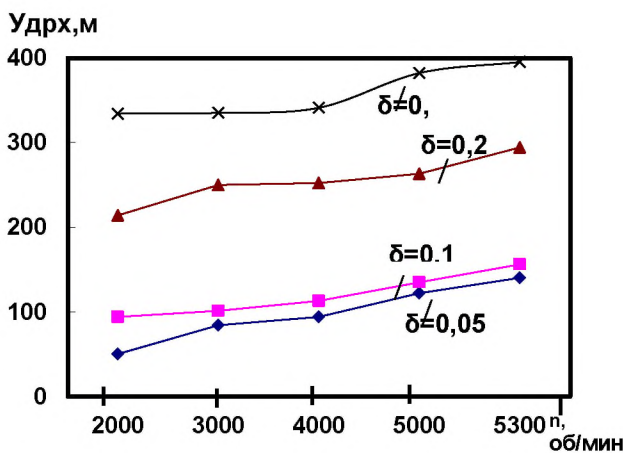


Рисунок 5. Зависимость динамического радиального смещения ротора от оборотов для различных статических перекосов диспетательного вала при давлении подачи воздуха 6 МПа

Это объясняется наличием зазоров величиной 100...120 мкм по каталогу в новом под-шипнике качения, а со временем происходит износ беговых дорожек, что приводит к увеличению радиальных зазоров.

На рисунке 6 приведены зависимости динамического радиального смещения ротора Удрх от давления подачи для различных статических перекосов δ .

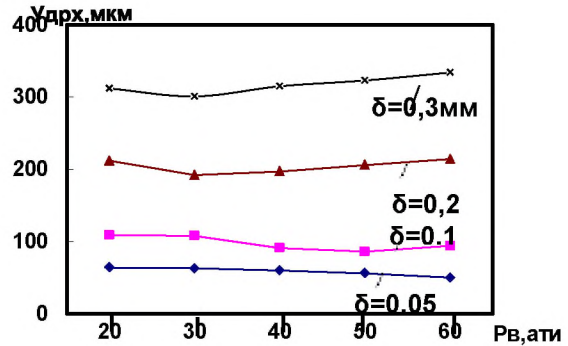


Рисунок 6. Зависимость динамического радиального смещения ротора от давления подачи воздуха для различных статических перекосов вала δ при оборотах $n=2000$ об/мин

Из графика на рисунке 6 видно, что в динамике амплитуда колебаний вала при малых значениях δ уменьшается с ростом давления подачи, а при значениях $\delta > 0,1$ сначала уменьшается, а затем растет. Это объясняется тем, что уплотнение является демпфирующим устройством и с ростом давления демпфирование и жесткость слоя газа в зазоре возрастают. При малых перекосах демпфирования и жесткости хватает для снижения амплитуды колебаний, а при больших перекосах вала демпфирование и жесткость ведут себя нелинейно - сначала растут, а затем падают.

После работы уплотнения с перекосом вала $\delta=0,3\text{мм}$ (замеренное биение торцевой поверхности втулки вала составляло 0,25 мм) на рабочем режиме (частота возбуждения вала 90 Гц) в течение двух минут произошло мгновенное увеличение утечек через первую ступень до величины больше 100 нормолитров в минуту и произошел аварийная остановка стенда.

Анализ работоспособности ТГДУ производился после каждой серии испытаний путем разборки и осмотра уплотнения. До последнего испытания дефектов в уплотнении при осмотре обнаружено не было. Дефектация уплотнения после аварийной остановки

показала, что в процессе работы происходило касание лабиринтов о надлабиринтную втулку. Обмер деталей показал, что зазор в лабиринтном уплотнении составляет после работы 430 мкм. Замеры амплитуды колебаний ротора в вертикальной плоскости соответствовали 450 мкм, а в горизонтальной 395 мкм, это подтверждается наличием рисок на внутренней поверхности надлабиринтной втулки в двух секторах, расположенных под углом 180° в вертикальной плоскости.

Работа уплотнения с перекосом роторной втулки приводит к торцовым биениям твердо-сплавного кольца. При больших торцовых биениях графитовое кольцо перестает отслеживать колебания твердо-сплавного кольца и происходит их касание. Это наблюдается в виде следов графита по периферии твердо-сплавного кольца и износа на рабочей поверхности графитового кольца. Однако причиной нарушения работоспособности ТГДУ в нашем случае стало попадание резинового уплотнительного кольца в зазор между графитом и направляющей втулкой вторичного уплотнения. Это привело к заклиниванию графита и невозможно-сти отслеживать перемещения твердо-сплавного кольца в процессе работы, что вызвало увеличение рабочего зазора и утечек через первую ступень. Осмотр показал, что резиновое кольцо было скручено (рисунок 7) и выдавлено через зазор вторичного уплотнения, что привело к его расслоению и нарушению герметичности.

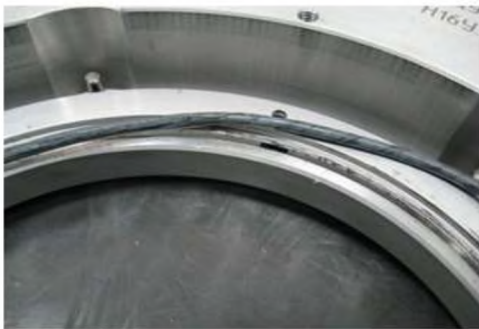


Рисунок 7. Фотография скрученного резинового кольца вторичного уплотнения после аварийного останова стенда

5 Заключение

Статическое радиальное смещение вала относительно корпуса для ТГДУ не должно превышать 0,3 мм. В динамике эта величина возрастает и при установке вала на подшипниках качения (испытательный стенд) и скольжения (нагнетатель) может достигать 0,45мм, что является критическим для вышеперечисленных типов ТГДУ. Величина радиального смещения роторной втулки ограничена конструктивными особенностями ТГДУ (зазором в лабиринтном уплотнении и зазором между твердо-сплавным кольцом и стопорным кольцом для графита во второй ступени). Наличие значительного радиального смещения подтверждается не только данными исследованиями, но и эксплуатацией, так как имеются следы касания лабиринтов о надлабиринтную втулку при наличии дефектов в подшипниках скольжения.

В реальных условиях кроме радиальных колебаний роторной втулки ТГДУ возникают и осевые, что обусловлено перекосом вала, на котором она установлена. Перекос вала, который имитирует совместные осевые и радиальные колебания в ТГДУ, влияет на величину утечек через первую и вторую ступень уплотнения. С ростом угла перекоса вала утечки в первой ступени ТГДУ сначала растут, а затем падают, имея максимум при радиальном перекоме $\delta = 0,2\text{мм}$. Утечки через вторую ступень монотонно возрастают с увеличением радиального перекоса. Предельное значение радиального перекоса для данного типа уплотнения $\delta = 0,3\text{ мм}$. При этом повышенные радиальные и осевые перемещения роторной втулки приводят к тому, что происходит разрушение резинового кольца вторичного уплотнения. Разрушение резинового кольца приводит к нарушению герметичности вторичного уплотнения и заклиниванию графитового кольца.

Таким образом, проведенные исследования динамики ТГДУ показывают,

что уплотнение удовлетворительно работает при осевых, либо при радиальных амплитудах вибрации ротора до 250...300 мкм с частотой до 100 Гц. Наличие вибрации с частотой 200 Гц, особенно при наличии одновременно осевых и угловых колебаний, делает ТГДУ неработоспособным, либо требует ограничения амплитуды колебаний. На основании проведенных численных и натуральных экспериментов рекомендуется для ТГДУ предельное значение амплитуд радиальных колебаний принять равным 0,3 мм, а осевых – 0,2 мм при частоте до 100 Гц. При частоте 200 Гц рекомендуется половина этих значений.

Список использованных источников

- [1] Белоусов, Ю. Особенности работы «сухих» нагнетателей в предомпажных режимах / Ю. Белоусов, Д.Кочетов, Ю. Кравцов, А. Шайхутдинов, С. Еремин // Газотурбинные технологии, 2004, №3. - С.18-21.
- [2]Фалалеев, С.В. Торцовые газодинамические уплотнения / С.В. Фалалеев, Д.К. Новиков, В.Б. Балякин, В.В. Седов: СНЦ РАН. – 300 с.
- [3]Falaleev, S.V. Selection of the hydrodynamic damper type for the turbomachine rotor / S.V. Falaleev, K.N.Chaadaev, D.S. Diligenskiy // Life Science Journal, 2014, Vol. 11, No 7. - P. 502-505.
- [4]Green, I. A transient dynamic analysis of mechanical seals including asperity contact and face deformation // Tribology and Lubrication Technology, 2005, Vol. 61, No 6. - P. 52-63.
- [5] Falaleev, S.V. Development of a dynamic model and study of the dynamic characteristics of an end gas dynamic seal / S.V. Falaleev, A.S. Vinogradov// Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2017, Vol. 46, No 1. - P. 40-45.
- [6]Falaleev, S.V. Effect of clogging of the filters and throttles on work efficiency of face seals / S.V. Falaleev, A.M.Zhizhkin. // Journal of Friction and Wear, 1996, Vol. 17, No 2. - P. 225-229.
- [7] Rosseev, N.I. Stand for dynamic tests of 'dry' gas seals / N.I. Rosseev, S.D. Medvedev, A.V. Monakhov, S.V. Falaleev, V.B. Balyakin, D.K. Novikov // GazovayaPromyshlennost, 2001, No 4. - P. 55–58.
- [8] Bruce, R.W. Handbook of Lubrication and Tribology: Theory and Design, Second Edition, 2. - CRC Press Taylor & Francis Group, 2012. - 121p.
- [9]Falaleev, S. Influence research of extreme operate conditions on the face gas dynamic seal characteristics / S. Falaleev, A. Vinogradov, P. Bondarchuk // Technische Akademie Esslingen International Tribology Colloquium Proceedings. 15th International Colloquium

Tri-bology - Automotive and Industrial Lubrication. - Ostfildern, 2006. – P. 208.

[10]Falaleev S.V. Hydrodynamic characteristics of the face seal taking into account lubricant film breakdown, inertial forces and complex clearance form // Life Science Journal, 2014. Vol. 11, No 9. – P. 337-343.

[11]Balyakin, V.B. Hermeticity of secondary gas end seal assembly / V.B. Balyakin, S.V. Falaleev, D.K. Novikov. // GazovayaPromyshlennost, 2002, No 8. – P. 56–58.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE PERFORMANCE OF "DRY" SEALS IN THE PRESENCE OF ROTOR VIBRATION

**V.B.Balyakin,
S.V.Falaleev,
A.V. Shvechov**

Samara National Research University

34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation

sergey_falaleev@mail.ru

The article presents the results of an experimental study of "dry" seals in the presence of rotary vibration. The description of the dynamic stand measurement system is given. An assessment of the influence of vibration loads on leakage through the seal and an analysis of the influence of radial displacement and shaft misalignment on the operation of a "dry" seal are carried out. The analysis of the cause of the vibration defect is presented. The permissible values of the vibration amplitudes of the rotor of the gas pumping unit have been determined.

Keywords: Dry seal, vibration, leakage, clearance, vibration amplitude, dynamic stand

References

- [1] Belousov, Yu. Osobennosti raboty "suchich" nagnetatelej v predpompazhnych rezhimach / Yu. Belousov, D. Kotchetov, Yu. Kravchov, A. Shaychutdinov, S. Eremin // Газотурбинные технологии, 2004, No 3. - P.18-21.
- [2] Falaleev, S.V. Torcovie gasodinamicheskie uplotneniya / S.V. Falaleev, D.K. Novikov, V.B. Balyakin, V.V. Sedov: SNC RAN. – 300 p.
- [3] Falaleev, S.V. Selection of the hydrodynamic damper type for the turbomachine rotor / S.V. Falaleev, K.N. Chaadaev, D.S. Diligenskiy // Life Science Journal, 2014, Vol. 11, No 7. - P. 502-505.
- [4] Green, I. A transient dynamic analysis of mechanical seals including asperity contact and face deformation // Tribology and Lubrication Technology, 2005, Vol. 61, No 6. - P. 52-63.
- [5] Falaleev, S.V. Development of a dynamic model and study of the dynamic characteristics of an end gas dynamic seal / S.V. Falaleev, A.S. Vinogradov // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2017, Vol. 46, No 1. - P. 40-45.
- [6] Falaleev, S.V. Effect of clogging of the filters and throttles on work efficiency of face seals / S.V. Falaleev, A.M. Zhizhkin. // Journal of Friction and Wear, 1996, Vol. 17, No 2. - P. 225-229.
- [7] Rosseev, N.I. Stand for dynamic tests of 'dry' gas seals / N.I. Rosseev, S.D. Medvedev, A.V. Monakhov, S.V. Falaleev, V.B. Balyakin, D.K. Novikov // Gazovaya Promyshlennost, 2001, No 4. - P. 55–58.
- [8] Bruce, R. W. Handbook of Lubrication and Tribology: Theory and Design, Second Edition, 2. - CRC Press Taylor & Francis Group, 2012. - 121p.
- [9] Falaleev, S. Influence research of extreme operate conditions on the face gas dynamic seal characteristics / S. Falaleev, A. Vinogradov, P. Bondarchuk // Technische Akademie Esslingen International Tribology Colloquium Proceedings. 15th International Colloquium Tribology - Automotive and Industrial Lubrication. - Ostfildern, 2006. – P. 208.
- [10] Falaleev S.V. Hydrodynamic characteristics of the face seal taking into account lubricant film breakdown, inertial forces and complex clearance form // Life Science Journal, 2014. Vol. 11, No 9. – P. 337-343.
- [11] Balyakin, V.B. Hermeticity of secondary gas end seal assembly / V.B. Balyakin, S.V. Falaleev, D.K. Novikov. // Gazovaya Promyshlennost, 2002, No 8. – P. 56–58.