

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ "СУХИХ" УПЛОТНЕНИЙ ПРИ НАЛИЧИИ ВИБРАЦИИ РОТОРА

Д.К. Новиков,  
С.В. Фалалеев,  
А.В. Швецов

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени С.П. Королева,  
Московское шоссе, д. 34,  
г. Самара, 443086.

sergey\_falaleev@mail.ru

*В статье представлены результаты мониторинга возникающей в газоперекачивающих агрегатах вибрации ротора. Проведена оценка влияния вибрационных нагрузок на утечки через уплотнение. Определены максимальные амплитуды и частоты вибрации роторов газоперекачивающих агрегатов в условиях эксплуатации. Предложена динамическая модель «сухого» уплотнения, в которой реализуются осевые, угловые и изгибные колебания колец уплотнения. Проведено теоретическое определение допустимой для работы «сухого» уплотнения параметров вибрации ротора.*

**Ключевые слова:** Сухое уплотнение; вибрация; утечки; зазор; амплитуда колебаний; динамическая модель; деформации

### 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]. Она действует на ротор в радиальном и осевом направлениях. Вибрация может оказывать 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].

Поэтому необходимо исследование динамики ТГДУ с целью выявления их эксплуатационных ограничений.

### 2 Анализ условий работы уплотнений ГПА

Для оценки влияния вибрации ротора на характеристики уплотнения и возможности ее контроля был проведен мониторинг вибрации ГПА. В результате мониторинга должны быть определены максимальные вибросмещения ротора, возникающие в процессе эксплуатации. Эти смещения в дальнейшем должны быть реализованы на стенде для моделирования работы уплотнений в условиях повышенной вибрации ротора.

Мониторинг вибрационного состояния проводился по нагнетателям НЦ-16 с ТГДУ в ООО «Газпром трансгаз Самара» в течение года. В нагнетателях применяются как электромагнитные подшипники (ЭМП), так и опоры скольжения. При использовании в опорах подшипников скольжения радиальный зазор составляет не более 100 мкм, а при использовании ЭМП зазор возрастает до 350 мкм. Поэтому при нештатных ситуациях радиальные сме-

щения вала могут достигать указанных выше величин.

Мониторинг проводился по перемещениям ротора, а также по утечкам через уплотнения. Всего было обследовано 6 нагнетателей НЦ-16. Данные мониторинга одного из нагнетателей представлены на рисунок 1, где приведены наиболее характерные результаты влияния перемещений ротора на характеристики уплотнения. На графиках даны линии трендов, построенные в виде полинома 4 степени.

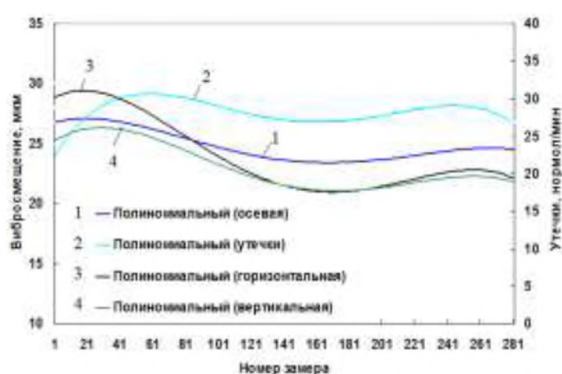


Рисунок 1 - Влияние перемещений ротора на характеристики "сухого" уплотнения Нагнетателя НЦ-16 с ЭМП за 12 месяцев

Можно заметить четкую взаимосвязь между утечками и перемещениями: с ростом вибрации утечки возрастают, а с уменьшением – убывают. Такие результаты получены для обоих уплотнений.

Как известно, максимальная вибрация и перемещения ротора имеют место на переходных режимах, в частности, при запуске нагнетателя. На рисунке 2 представлены виброграммы процесса запуска нагнетателя НЦ-16 с подшипниками скольжения до оборотов ротора нагнетателя 3000 об/мин. На данном агрегате установлено ТГДУ реверсивного типа, которое в статике имеет минимальный уплотнительный зазор в паре трения и, соответственно, утечки уплотняемого газа (2400 нл/ч). Уровень утечек зависит от величины статического зазора и начального положения резинового кольца вторичного уплотнения при его монтаже. Здесь: 1, синяя

линия - утечки, нл/ч; 2, красная линия - виброперемещение, мкм; 3, желтая линия - осевой сдвиг ротора, мм; 4, белая линия - скорость вращения ротора, об/мин.

На графике изменения утечек через ТГДУ можно выделить характерные участки, отмеченные точками А - F. При начале набора оборотов ротора (кривая 4), началось осевое смещение ротора (кривая 3) в направлении к приводу, что соответствует закрытию ТГДУ. Это вызвало незначительное снижение утечек газа через уплотнение (кривая 1, участок А-В). Далее ротор начинает смещаться в сторону нагнетателя (кривая 3), что привело к раскрытию уплотнения и росту утечек на 50 % (участок В-С). Этому же способствует увеличение радиальной вибрации ротора (кривая 2).

Необходимо отметить, что такое поведение уплотнения связано с тем, что при малых оборотах ротора жесткость газового слоя в ТГДУ невысока и уплотнение не обеспечивает требуемую реакцию на перемещения торца ротора. На рабочих оборотах ротора ТГДУ реагирует на перемещения торца ротора мгновенно.

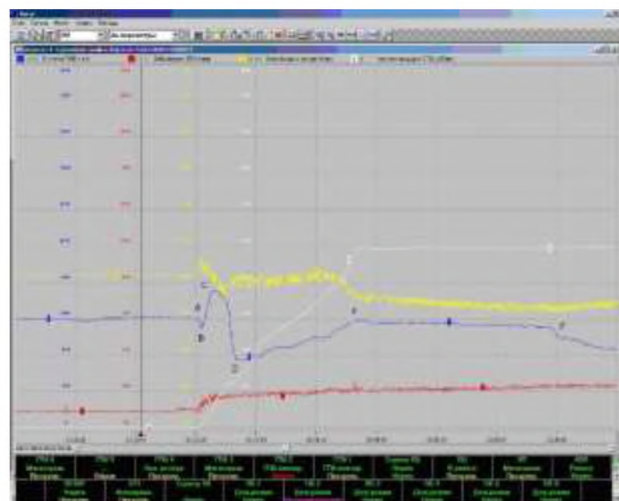


Рисунок 2 - Виброграммы запуска нагнетателя НЦ-16с подшипниками скольжения

В дальнейшем, по нашему мнению, от возникшей осевой (кривая 3) и радиальной (кривая 2) вибрации резиновое кольцо вторичного уплотнения ТГДУ установилось в рабочее положение и обеспечило

герметизацию стыка графитового кольца с корпусом, что привело к снижению утечек в 2 раза (участок С-D). С ростом оборотов ротора от 1000 до 3000 об/мин в ТГДУ увеличивается рабочий зазор из-за возникновения газодинамической подъемной силы в щели, что приводит к возрастанию утечек (участок D-E). При выходе на установившийся режим 3000 об/мин все исследуемые параметры стабилизировались (участок E-F). С точки F начинается снижение утечек газа, которое может быть обусловлено прогревом уплотнения, ростом температуры уплотняемого газа и осевым смещением ротора в сторону закрытия уплотнения.

Максимальное радиальное смещение ротора НЦ-16, согласно рисунку 3, составляет около 200 мкм, а осевое – 110 мкм. Имеются также данные в ООО «Газпром трансгаз Самара», показывающие, что при эксплуатации нагнетателя Н-370 при разрушении подшипника радиальные перемещения достигали около 400 мкм.

Проведенный анализ влияния смещения ротора для нагнетателя НЦ-16 с ЭМП в опорах позволяет заметить четкую взаимосвязь между средней величиной утечек и перемещениями: при снижении перемещений утечки через уплотнение также снижаются.

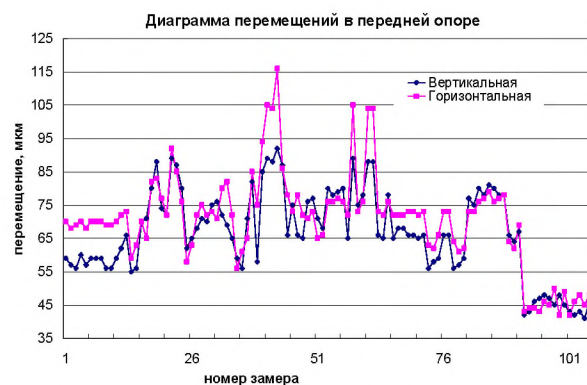
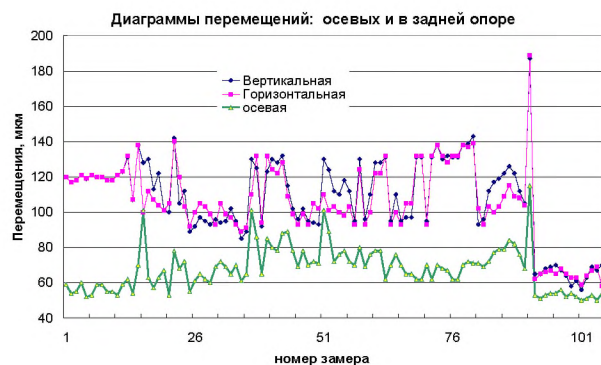
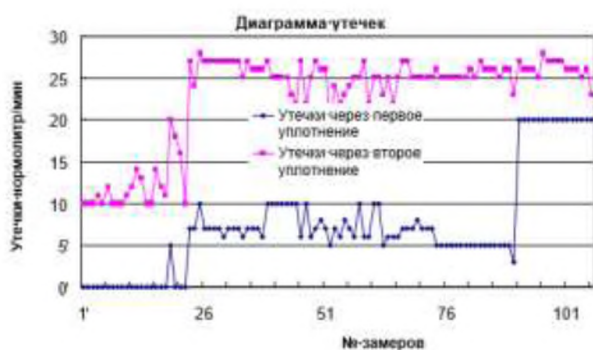


Рисунок 3 - Влияние перемещений ротора на характеристики уплотнения нагнетателя НЦ-16 за 12 месяцев

В предпомпажном режиме вибрации ротора в ГПА с электромагнитными подшипниками достигают недопустимых значений (до 250 мкм) (при радиальном зазоре в страховочном подшипнике 350 мкм) еще до начала реальных помпажных явлений. Границу допустимого режима работы «сухого» нагнетателя целесообразно определять по максимально допустимой на рабочих режимах вибрации ротора. Собственно, магнитный подшипник нормально работает при вибрации 100...150 мкм по всем каналам. По данным газотранспортных обществ осевые и радиальные перемещения в ТГДУ в агрегатах с магнитным подвесом могут достигать 200...300 мкм с частотой 15...200 Гц. Поэтому необходимо оценить работоспособность ТГДУ при такой вибрации ротора.

### 3 Динамическая модель ТГДУ

В настоящее время известно несколько моделей ТГДУ. Проведенный анализ по

методике, изложенной в работе [2], показал, что для частот вращения, характерных для существующих ГПА, рационально рассмотрение ТГДУ в виде двухмассовой модели с параметрами, изображенными на рисунке 4.

Прижим (Мпр) установлен в корпусе турбомашин и поджимается к невращающемуся кольцу (Мк) набором пружин жесткостью  $C_{уз}$ . Вторичное уплотнение представляется элементом, обладающим жесткостью (С1), демпфированием (b1) и сухим трением (R1). Между графитовым кольцом (Мк) и вращающейся втулкой (Мвт) находится рабочий слой (С<sub>дин</sub>). Торец ротора передает воздействие на ТГДУ, имеющее осевую и угловую составляющие колебаний с амплитудами  $z_0, \alpha_0$ . Втулка и кольцо могут дополнительно иметь изгибные составляющие колебаний  $\theta$ .

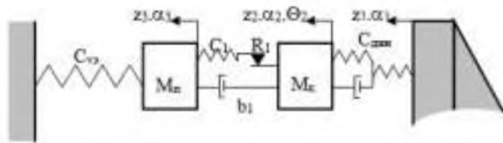


Рисунок 4 - Двухмассовая динамическая модель ТГДУ

Колебания невращающегося кольца описываются системой уравнений:

$$m\ddot{z}_2 + P_z + W_z = 0 \quad I\ddot{\alpha}_2 + M_\alpha + L_\alpha = 0$$

$$I_p\ddot{\theta}_2 + M_\theta + L_\theta = 0$$

где  $m, I, I_p$  - масса и моменты инерции кольца;

$z_2, \alpha_2, \theta_2$  - осевое, угловое, изгибное перемещение кольца;

$P_z, M_\alpha, M_\theta$  - осевая сила и гидродинамические моменты со стороны газового слоя;

$W_z, L_\alpha, L_\theta$  - внешние нагрузки.

Воздействие ротора на систему рассматриваем в виде трех составляющих:

осевого  $z_1 = z_{1.0} \sin \omega t$ ; углового  $\alpha_1 = \alpha_{1.0} \sin \omega t$ ; изгибного  $\theta_1 = \theta_{1.0} \sin \omega t$ .

Здесь  $z_{1.0}, \alpha_{1.0}, \theta_{1.0}$  - амплитуды воздействий.

Проведенный анализ величин перекрестных коэффициентов жесткости и демпфирования показал, что в рассматриваемой двухмассовой модели на практике могут быть реализованы следующие виды колебаний:

осевые колебания  $z_1 \rightarrow z_2 \rightarrow z_3$ ;

угловые колебания  $\alpha_1 \rightarrow \alpha_2 \rightarrow \alpha_3$ ;

совместные осевые и угловые колебания  $z_1 \rightarrow z_2, \theta_2 \rightarrow z_3$ .

В работе [2] указывается, что можно отдельно рассматривать осевые и угловые колебания, а перемещения колец суммировать. Осевые и изгибные колебания нужно рассматривать совместно.

Выражения для АЧХ и ФЧХ для данных случаев были получены в работе [2]

#### 4 Теоретическое определение допустимой для работы ТГДУ осевой вибрации ротора

На рисунках 5-7 приведено изменение зазора за период колебаний с учетом изгибных деформаций уплотнительного графитового кольца "сухого" уплотнения нагнетателя НЦ-16. Перепад давления газа на уплотнении 5,2 МПа. Частота колебаний - 100...200 Гц. Амплитуды осевых колебаний торца ротора 100...300 мкм, амплитуды угловых колебаний - до 1 мрад.

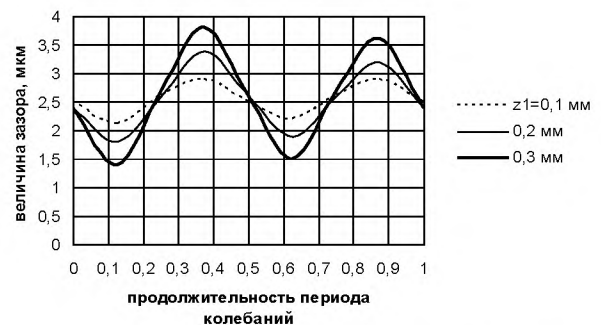


Рисунок 5 - Изменение зазора в основной ступени ТГДУ (частота колебаний 100Гц)

Анализ рисунка 5 показывает, что наличие осевых воздействий ротора с амплитудами величиной 100...300 мкм и частотой 100 Гц не оказывает сильного

влияния на работу ТГДУ. Однако при росте частоты колебаний до 200 Гц (рисунок 6) при амплитуде 200 мкм уже возможны касания уплотнительных поверхностей. Да и при росте величины зазора утечки могут возрасти в 2...3 раза, что приведет к срабатыванию защиты ГПА [11].

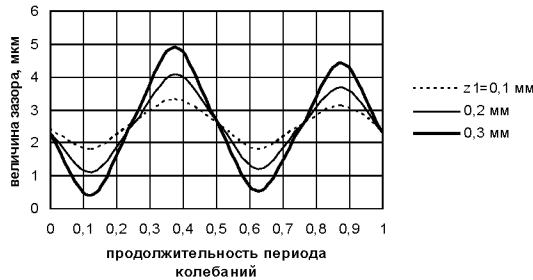


Рисунок 6 - Изменение зазора в основной ступени ТГДУ (частота колебаний 200Гц)

Наличие одновременно осевых и угловых воздействий ротора (рисунок 7) существенно ухудшает ситуацию. При наличии осевых колебаний ротора с амплитудой более 200 мкм и угловых колебаний с амплитудой 1 мрад с частотой 200 Гц будут происходить соударения уплотнительных поверхностей. Как показали расчеты, при частоте 100 Гц величина зазора при рассматриваемых воздействиях снижается до 0,5...1 мкм.

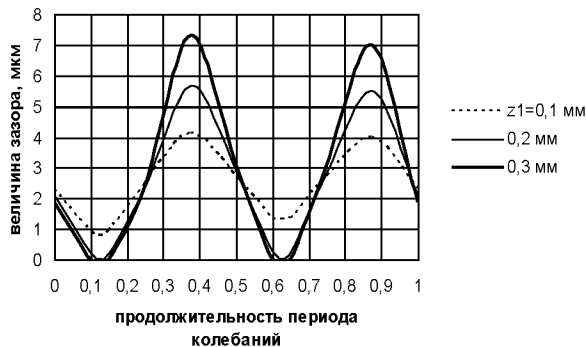


Рисунок 7 - Изменение зазора в основной ступени ТГДУ (частота колебаний 200Гц, амплитуда угловых воздействий торца ротора 1мрад)

В статье [11] приведены экспериментальные результаты для ТГДУ при перепаде давления 5...6 МПа и частоте вращения ротора 530 рад/с. Уплотнение удовлетворительно работало при

статическом радиальном смещении статора уплотнения относительно ротора в 200 мкм. При наличии торцового биения величиной 150 мкм уплотнение работало без контакта, однако существенно возросли утечки до 90 нормол/мин.

Проведенные исследования динамики ТГДУ показывают, что уплотнение удовлетворительно работает при осевых амплитудах вибрации ротора до 250...300 мкм с частотой до 100 Гц. Опыт ООО «Газпром трансгаз Самара» показал, что обеспечение в эксплуатации амплитуд осевых и радиальных колебаний ротора величиной не более 50 мкм при допустимости на переходных режимах кратковременных повышений до 100...130 мкм не приводит к нарушению работы ТГДУ [11]. Это качественно подтверждает достоверность полученных в данном разделе теоретических результатов.

## 5 Заключение

К уплотнениям газоперекачивающих агрегатов предъявляются повышенные требования по надежности и герметичности. Проведенные исследования динамики «сухих» уплотнений показывают, что они удовлетворительно работают 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 уплотнение неработоспособным, либо требует ограничения амплитуды колебаний. На основании проведенных численных исследований уплотнений рекомендуется принять предельное значение амплитуд радиальных колебаний ротора равным 0,3 мм, а осевых – 0,2 мм при частоте до 100 Гц.

## 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. Баякин, 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 // 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, in-ertial 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.

**THEORETICAL STUDY OF THE PERFORMANCE OF "DRY" SEALS IN THE PRESENCE OF ROTOR VIBRATION**

**D.K. Novikov,  
S.V. Falaleev,  
A.V. Shvechov**

*The article presents the results of monitoring the rotor vibration occurring in gas-pumping units. An assessment of the effect of vibration loads on seal leakage has been carried out. The maximum amplitudes and frequencies of vibration of rotors of gas-pumping units under operating conditions have been determined. A dynamic model of a "dry" seal is proposed, in which axial, angular and bending vibrations of the seal rings are realized. The theoretical definition of the rotor vibration parameters admissible for the operation of "dry" compaction is carried out.*

Samara University,  
Moskovskoe shosse 34,  
Samara, 443086

**Key words:** Dry seal, vibration, leakage, clearance, vibration amplitude, dynamic model, deformations

sergey\_falaleev@mail.ru

## References

- [1] Belousov, Yu. Osobennosti raboty "suchich" nagnetatelej v predpompazhnykh rezhimakh / 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.