
doi: <https://doi.org/10.15407/emodel.42.03.099>
УДК 534.1:519.876.5:621.671

С.С. Шевченко, канд. техн. наук
ООО «Юнайтед Продакшенс – Атом»
(Украина, 40016, Сумы, ул. Прокофьева, 36,
e-mail: s.shevchenko@united productions),

М.С. Шевченко, аспирантка
Сумский государственный университет
(Украина, 40007, Сумы, ул. Римского-Корсакова, 2,
e-mail: m.shevchenko@ekt.sumdu.edu.ua)

Методика расчета параметров контактных уплотнений с системами автоматического регулирования

Предложено использование систем автоматического регулирования для обеспечения оптимальных условий работы уплотнений. В связи чувствительностью к изменениям рабочих параметров стандартные конструкции контактных уплотнений большую часть времени работают с повышенным износом либо с повышенной утечкой. Рассчитаны статические характеристики саморегулируемых уплотнений, потери мощности на трение в контакте и приведен тепловой расчет.

К л ю ч е в ы е с л о в а: контактное уплотнение, модель, автоматическое регулирование, статическая характеристика.

Уплотнения роторов центробежных машин являются сложными триботехническими системами. Они аккумулируют в себе новейшие достижения различных отраслей науки и техники: трибомеханики, материаловедения, теплопередачи, теории упругости, теории колебаний, теории оптимизации гидромеханических систем и др. [1]. Технический уровень современных уплотнений постоянно возрастает в связи с ужесточением требований эксплуатации, важнейшим из которых является повышение надежности и ресурса уплотнений. С одной стороны, увеличение единичной мощности оборудования, автоматизация непрерывных технологических процессов приводят к большим экономическим потерям, значительно превышающим затраты непосредственно на уплотнения. С другой стороны, замена уплотнений и их ремонт требуют значительных затрат высококвалифицированного ручного труда и дорогостоящих материалов [2].

© Шевченко С.С., Шевченко М.С., 2020

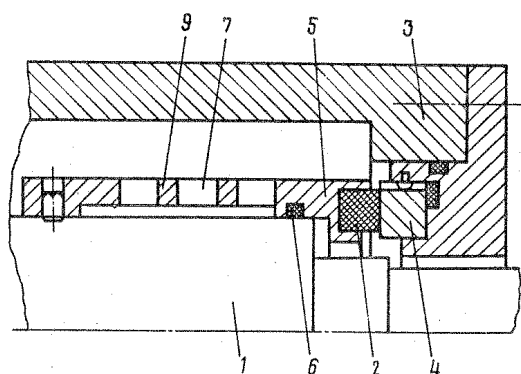


Рис.1. Саморегулируемое торцовое уплотнение

Для герметизации валов динамических насосов в подавляющем большинстве случаев используют контактные уплотнения — торцовые и сальниковые [3]. Одним из основных недостатков типовых конструкций контактных уплотнений является зависимость кон-

тактного давления в паре трения от уплотняемого давления, т.е. отсутствие автоматизма работы, когда вследствие износа и других факторов существенно изменяется режим трения уплотнения. В результате диапазон надежной работы таких уплотнений ограничивается сравнительно узкой областью вблизи расчетного значения уплотняемого давления [4].

Принцип работы саморегулируемых уплотнений. В конструкциях уплотнений с саморегулируемым моментом в паре трения (рис. 1) [5, 6] устранен недостаток, характерный для традиционных конструкций. Автоматизм работы саморегулируемых уплотнений обусловлен введением отрицательной обратной связи между моментом трения в контакте и усилием поджатия пары трения. Под действием повышения уплотняемого перепада давления либо появления зоны обедненной смазки в торцовом контакте жидкостный режим трения меняется на граничное или сухое трение.

В контактной паре кольцо 2 — кольцо 4 возникает момент сил трения скольжения. Под действием этого момента скорость вращения кольца 2 становится меньше, чем скорость вращения втулки 5, закрепленной на валу 1 и вращающейся вместе с ним. Кольцо 2 тормозится, в результате происходит скручивание разрезной втулки 5, что вызывает уменьшение ее осевой длины. Давление в стыке уменьшается, микрозазор в паре трения увеличивается, смазочный слой восстанавливается, наступает режим жидкостного трения и прорезная втулка 5, закрученная на некоторый угол, возвращает кольцо 2 в исходное положение. В случае, когда прорезная втулка 5 закреплена на корпусе 3, механизм работы уплотнения аналогичен.

На рис. 2 приведена функциональная схема саморегулируемого уплотнения, которая включает следующие составляющие: 1 — кольцо пары трения, осевой деформации Δ которого соответствует осевая сила сжатия F_N ; 2 — контактирующие между собой и уплотняемой средой элементы пары трения (сила сжатия F_N преобразуется в момент трения M

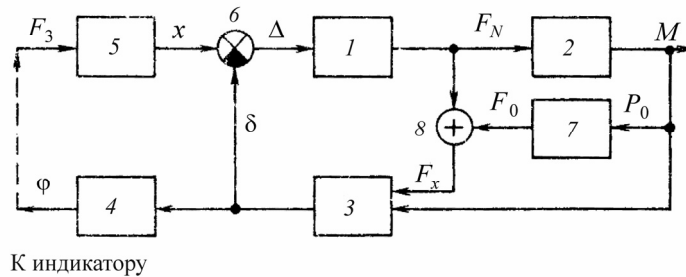


Рис. 2. Функциональная схема саморегулируемого уплотнения

между уплотняющими поверхностями); 3 — регулирующий орган — упругие элементы, осевой прогиб δ которых зависит от воздействующих на них осевой силы F_x и момента M ; 4 — измерительное устройство — обойма, угол поворота φ которой зависит от осевой деформации δ упругих элементов; 5 — задающее устройство — нажимной механизм, воздействуя на который усилием затяжки F_3 при наладке задают его требуемое осевое смещение x , определяющее оптимальное значение момента трения M (о величине момента судят по значению угла φ поворота обоймы); 6 — элемент сравнения — нажимное кольцо, разностью осевых смещений которого $x - \delta = \Delta$ определяется деформация колец пары трения; 7 — преобразователь уплотняемого давления P_0 в дополнительное усилие поджатия F_0 — нагрузочная площадка обоймы или нажимного кольца; 8 — нажимное кольцо, на которое воздействуют осевые силы F_N и F_0 , сумма которых F_x передается на упругие элементы.

Согласно такой схеме можно регулировать момент трения в различных конструкциях контактных уплотнений. Предложенный принцип регулирования допускает различные варианты исполнения, отличающиеся механизмом преобразования поворота аксиально подвижного кольца в его осевое смещение, т.е. механизмом обратной связи [7].

Постановка задачи. При создании саморегулируемых уплотнений на этапе проектирования необходимо оценить их эксплуатационные характеристики и влияние системы саморегулирования на показатели надежности и долговечности работы контактных уплотнений. Поскольку саморегулируемые уплотнения работают как системы автоматического регулирования момента трения, при их анализе применимы методы теории автоматического управления. Поэтому методика расчета включает построение статических характеристик, т.е. характеристик зависимости объекта регулирования от изменения внешних факторов, а также определение для контактных уплотнений, как узлов трения, потерь мощности на трение, оценку температурного состояния узла и влияние на эти показатели применения системы саморегулирования.

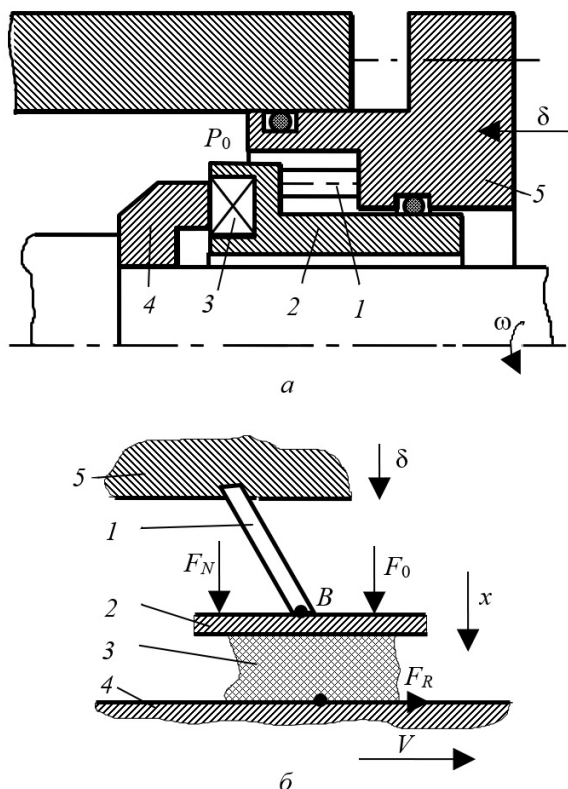


Рис. 3. Торцовое сальниковое уплотнение с саморегулируемым моментом трения: а — механизм уплотнения; б — модель саморегулирования

Рассмотрим способы определения этих характеристик для саморегулируемых уплотнений.

Расчет статических характеристик саморегулируемых уплотнений проведен на примере торцовых сальниковых уплотнений с саморегулированием момента трения (рис. 3). Обратная связь в таких уплотнениях обеспечивается тем, что одно из колец пары трения не зафиксировано жестко от поворота относительно корпуса, а связано с ним упругими элементами, расположенными наклонно под углом к продольной оси вала. Кольцо под действием момента трения поворачивается в сторону вращения вала. Изгибающиеся при этом упругие элементы увлекают его вдоль оси на себя, уменьшая давление поджатия и снижая момент трения в контакте. Таким образом, упругие элементы обеспечивают отрицательную обратную связь между силой трения и контактным давлением.

Механизм саморегулирования схематически представлен в виде упрощенной модели на рис. 3. В равновесном состоянии горизонтальная

составляющая силы реакции упругого элемента 1, связывающего нажимную крышку 5 и аксиально подвижную втулку 2 с размещенной в ней предварительно сжатой упругой набивкой 3, уравнивает силу трения F_R , возникающую в контакте набивки с опорным диском 4. При увеличении силы поджатия F_N или силы уплотняемого давления F_0 соответственно возрастает сила трения, которая вызывает дополнительный прогиб упругого элемента, разгружая тем самым набивку и уменьшая трение (точка B на рис. 3, б, смещается вверх).

Методику расчета рассмотрим на более простой модели торцового набивочного уплотнения (рис. 4). Упругая набивка 2 с коэффициентом жесткости k прижимается к опорному диску 1 вертикально и горизонтально расположенными упругими элементами 4, 5 (с коэффициентами жесткости k_1, k_2) и силой давления уплотняемой среды $F_0 = A_1 P_0$. От поворота обойма 3 сальниковой набивки удерживается наклонными жесткими стержнями 6, которые шарнирно крепятся к обойме 3 и к крышке 7. Стержни 6 реализуют обратную связь между силой трения и силой нормального давления набивки на опорный диск 1: сила трения стремится повернуть стержни против часовой стрелки, преодолевая усилия упругих элементов, а это ведет к уменьшению контактного давления и соответственно силы трения.

Регулируемой величиной является сила трения F_R , задающим воздействием — деформации δ упругих элементов 4, внешним воздействием — уплотняемое давление P_0 или сила давления F_0 .

Запишем условия равновесия набивки в вертикальном и горизонтальном направлениях и закон сухого трения:

$$F_0 + F_N = F_x + T \cos \alpha, \quad F_R = F_2 + T \sin \alpha, \quad F_R = f F_x, \quad (1)$$

$$F_N = k_1(\delta - u_1), \quad F_2 = k_2 u_2, \quad F_0 = A_1 P_0, \quad F_x = k u_1, \quad (2)$$

$$\begin{aligned} u_1 &= x - x_0, \quad x = l \cos \alpha, \quad x_0 = l \cos \alpha_0, \\ u_2 &= y - y_0, \quad y = l \sin \alpha, \quad y_0 = l \cos \alpha. \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь индексами 0 отмечены начальные значения соответствующих величин; u_1 — осевая деформация кольца пары трения; u_2 — горизонтальное смещение точки B . В качестве начального примем ненагруженное состояние пары трения, когда внешние воздействия δ и P_0 равны нулю. При этом $u_{10} = u_{20} = 0$, $F_{x0} = F_{R0} = F_{N0} = F_{20} = 0$. Из уравнений (1) найдем

$$F_x = \frac{(F_N + F_0) \operatorname{tg} \alpha + F_2}{f + \operatorname{tg} \alpha},$$

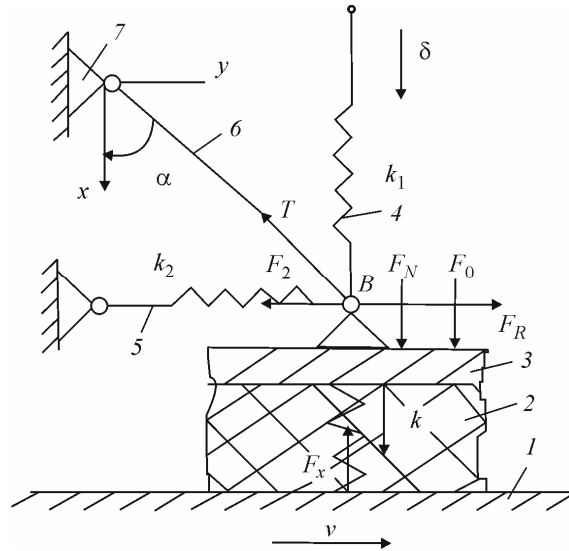


Рис. 4. Упрощенная расчетная модель саморегулируемого торцового уплотнения

а используя формулы для сил (2), определим деформацию кольца пары трения:

$$u_1 = \frac{(k_2 \delta + F_0) \operatorname{tg} \alpha + k_2 u_2}{k(f + \operatorname{tg} \alpha) + k_1 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (4)$$

Выражение (4) с учетом (3) приводим к трансцендентному уравнению относительно α :

$$\begin{aligned} l(\cos \alpha - \cos \alpha_0 [k(f + \operatorname{tg} \alpha) + k_1 \operatorname{tg} \alpha]) = \\ = (k_1 \delta + F_0) \operatorname{tg} \alpha + k_2 l(\sin \alpha - \sin \alpha_0). \end{aligned} \quad (5)$$

После приложения внешней нагрузки кольцо пары трения сжимается и стержни *б* поворачиваются на угол $\delta \alpha$: $\alpha = \alpha_0 + \delta \alpha$. Поскольку осевое сжатие кольца, находящегося в объемном напряженном состоянии, мало по сравнению с его первоначальной толщиной, изменение угла α также малая величина. На этом основании уравнение (5) можно линеаризовать вблизи начального ненагруженного состояния, переходя к уравнению в вариациях:

$$-l \sin \alpha_0 [k(f + \operatorname{tg} \alpha_0) + k_1 \operatorname{tg} \alpha_0] \delta \alpha = (k_1 \delta + \delta F_0) \operatorname{tg} \alpha_0 + k_2 l \cos \alpha_0 \delta \alpha.$$

Отсюда находим

$$\delta \alpha = \frac{k_1 \delta + A_1 P_0}{l \cos \alpha_0} \frac{1}{k(f + \operatorname{tg} \alpha_0) + k_1 \operatorname{tg} \alpha_0 + k_2 \operatorname{ctg} \alpha_0}. \quad (6)$$

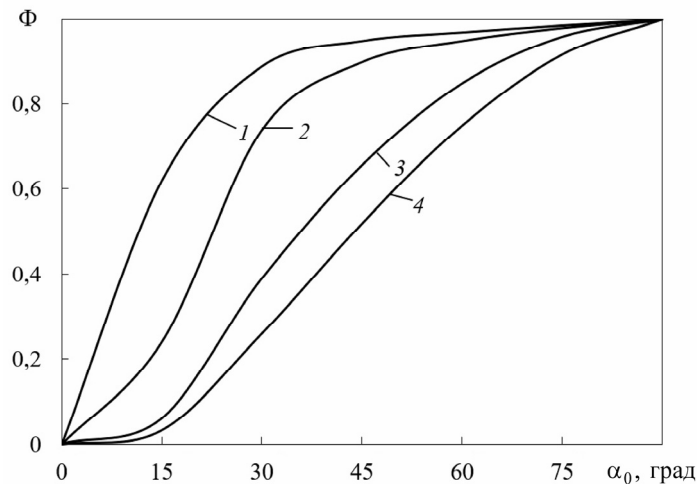


Рис. 5. Графики зависимости коэффициента передачи от угла установки стержней при $f = 0,05$, 1 – $k = 107$ Н/м, $k_1 = k_2 = 105$ Н/м, 2 – $k = 106$, $k_1 = k_2 = 105$ Н/м, 3 – $k = k_1 = k_2 = 106$ Н/м, 4 – $k = 106$ Н/м, $k_1 = k_2 = 107$ Н/м

В начальном ненагруженном состоянии сила трения равна нулю, поэтому из формулы $F_R = fF_x = fkl (\cos \alpha - \cos \alpha_0)$ находим $\delta F_R = -fkl \sin \alpha_0 \delta \alpha$, а с учетом (6) получаем

$$\delta F_R = \Phi \delta F_R^*, \quad (7)$$

где

$$\delta F_R^* = \frac{f(k_1 \delta + A_1 \delta P_0)}{1 + k_1/k}, \quad \Phi = \left[\left(1 + \frac{k_2}{k + k_1} \operatorname{ctg}^2 \alpha_0 \right) \left(1 + \frac{k}{k_2} \operatorname{tg} \alpha_0 \right) \right]^{-1}.$$

Если начальный угол установки стержней $\alpha_0 = 0$, то коэффициент передачи Φ становится равным нулю, так как вся внешняя нагрузка воспринимается силой натяжения стержней и на кольца пары трения не передается. В случае, когда $\alpha_0 = 90^\circ$, отсутствует обратная связь и $\Phi = 1$, т.е. вся внешняя нагрузка передается на кольца пары трения, а приращение силы трения вблизи ненагруженного состояния после проведенной линеаризации прямо пропорционально приращению внешней нагрузки.

Пример зависимости коэффициента передачи (тангенса угла наклона статической характеристики) от угла установки стержней приведен на рис. 5 для характерных значений параметров торцового сальникового уплотнения. Как видно из приведенных графиков, уменьшению коэффи-

циента передачи способствует уменьшение жесткости колец пары трения (набивки) и увеличение жесткости упругих элементов.

Для расчета уплотнений как систем автоматического регулирования с отрицательной обратной связью перспективным является использование специализированных систем счисления, например биномиальных систем чисел. Проведение расчетов контактных уплотнений на основе биномиальных чисел позволяет проводить поиск оптимальных расчетных характеристик и решать комбинаторные задачи оптимизации при минимальных временных и аппаратно-программных затратах [8].

Мощность трения и тепловой расчет. Мощность трения по торцевой контактной поверхности уплотнения со средним радиусом r_m при частоте вращения ω можно вычислить, используя формулу

$$N_R = F_R r_m \omega . \quad (8)$$

Практический интерес представляет анализ влияния саморегулирования на снижение потерь мощности на трение в контактном уплотнении. Подставив выражение (7) в формулу (8), получим зависимость для вычисления уменьшения мощности трения в уплотнении с саморегулированием: $\delta N_R = \delta F_R^* \Phi r_m \omega$.

Ориентировочную оценку температуры в зоне трения можно получить, если пренебречь отводом тепла через поверхности опорного диска и сальниковой набивки, т.е. считать, что теплоотвод осуществляется только протечками через уплотнение:

$$N_Q = \rho c Q \Delta t , \quad (9)$$

где ρ и c — плотность и удельная теплоемкость уплотняемой жидкости; Q — протечки; Δt — приращение средней температуры контактных поверхностей по отношению к температуре жидкости на входе в зону трения. Сравнивая (8) и (9), получим

$$\Delta t = \frac{F_R}{\rho c Q} r_m \omega = \frac{fkl \cos \alpha_0}{\rho c Q} r_m \omega . \quad (10)$$

Как правило, протечки через уплотнение при постоянном контактном давлении зависят от уплотняемого давления. На ламинарных режимах $Q = gP_0$, где g — проводимость уплотнения. К сожалению, расход через уплотнение в (10), не поддается теоретической оценке, поэтому в проективных расчетах его приходится принимать на основании опыта эксплуатации подобных уплотнений в подобных условиях. Чаще решают обратную задачу: из равенства (10) определяют расход Q^* , необходимый для того, чтобы приращение средней температуры на контактной поверхности не превышало допустимого значения Δt^* .

Выводы

Проведенный анализ показал, что контактные уплотнения, снабженные системой саморегулирования поджатия, могут длительное время автоматически поддерживать оптимальный режим трения в контактной паре, снижая потери мощности на трение и существенно повышая ресурс работы узлов.

Разработанная методика статического расчета саморегулируемого торцового сальникового уплотнения позволяет выполнить анализ влияния основных параметров на статические характеристики, т.е. зависимости силы или момента трения от внешнего воздействия в установившемся равновесном состоянии. Практическую ценность представляет анализ влияния основных параметров на статические характеристики, а также определение потерь мощности на трение и оценка температурного состояния пары трения.

Саморегулируемые уплотнения могут оказаться особенно эффективными в самовсасывающих насосах, которые при пусках определенное время работают без воды, а уплотнения работают в режиме сухого трения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Martsinkovski V., Gaft J., Gawlinsky M.* Contemporary Tendencies of Gland Packing Improvement. / VHI-th International Conference "Seals and Sealing Technology in Machines and Devices". Wrocław — Polanica Zdrój, 1998, pp. 151—165.
2. *Gaft J., Marcinkowski W.* A choice of the seal for the shaft of the pump. Proc. Pump users International Forum, 29–30 September. Karlsruhe, 2004.
3. *Gaft J.Z., Zahorulko A., Martsynkovskyy V.A., Shevchenko S.S.* Face packing seals: new opportunities for pump rotor hermetic sealing. Proc. of 16th International Conf. on Fluid Sealing, 18–20 September, 2000. Brugge, Belgium, 2000, pp. 335—349.
4. *Zahorulko A., Gudkov S.* Solution of problem concerning elastohydrodynamic lubrication for friction pair of face packing seal. Proc. XIII Int. Conf. in Sealing Technology. Stuttgart, 2010, pp. 317—326.
5. А. с. 1712717. Торцовое уплотнение. Шевченко С.С., Бережной И.С., Чернов А.Е. и др. Опубл. 15.02.92. Бюл. № 6.
6. А. с. 1413340. Способ автоматического регулирования режима трения уплотнения вращающегося вала и устройство для его осуществления. Шевченко С.С., Марцинковский В.А., Бережной И.С. и др. Опубл. 30.07.88. Бюл. № 28.
7. *Загорюлько А.В., Гудков С.Н.* Исследование влияния гидродинамической разгрузки пары трения на рабочие характеристики торцового сальникового уплотнения. Международная научно-техническая конф. «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования». Харьков: ИПМаш НАНУ, 2006 (Электронное издание).
8. *Борисенко А.А., Кулик И.А.* Биномиальное кодирование. Сумы: Изд-во СумГУ, 2010, — 206 с.

Получена 25.03.20;
после доработки 22.04.20

REFERENCES

1. Martsinkovski, V., Gaft, J. and Gawlinsky, M. (1998), Contemporary Tendencies of Gland Packing Improvement, *VHI-th International Conference "Seals and Sealing Technology in Machines and Devices"*, Wroclaw, Polanica Zdroj, pp. 151-165.
2. Gaft, J. (2004), "A choice of the seal for the shaft of the pump", *the Proceeding of Pump users International Forum*, 29–30 September, Karlsruhe, 2004.
3. Gaft, J.Z., Zahorulko, A., Martsynkovskyy, V.A. and Shevchenko, S.S. (2000), "Face packing seals: new opportunities for pump rotor hermetic sealing", *the Proceeding of the 16th International Conference on Fluid Sealing (18–20 September, 2000)*, Brugge, Belgium, 2000, pp. 335-349.
4. Zahorulko, A. (2010), "Solution of problem concerning elasto-hydrodynamic lubrication for friction pair of face packing seal", *Proceeding of the XIII Int. Conference in Sealing Technology*, Stuttgart, 2010, pp. 317-326.
5. Shevchenko, S.S. (1991), "Mechanical seal", Vol. 6, p. 1712717.
6. Shevchenko, S.S., Martsinkovsky, V.A. and Berezhnoy, I.S. (1988), "A method for automatically controlling the friction mode of a rotating shaft seal and a device for its implementation", Vol. 28, p. 1413340.
7. Zagorulko, A.V. and Gudkov, S.N. (2006), *Issledovaniye vliyaniya gidrodinamicheskoy razgruzki pary treniya na rabochiye kharakteristiki tortsovogo sal'nikovogo uplotneniya. Mezhdunarodnaya nauchno-tehnicheskaya konf. «Sovershenstvovaniye turbostanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovaniya»* [Investigation of the effect of hydrodynamic unloading of a friction pair on the performance of a mechanical seal. International Scientific and Technical Conf. "Improvement of turbine installations by methods of mathematical and physical modeling"], IPMash NASU, Kharkov, Ukraine.
8. Borisenko, A.A. and Kulik, I.A. (2010), *Binomial'noye kodirovaniye* [Binomial coding], Izd-vo SumGU, Sumy, Ukraine.

Received 25.03.20;
after revision 22.04.20

С.С. Шевченко, М.С. Шевченко

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ КОНТАКТНИХ УЩІЛЬНЕНЬ, З СИСТЕМАМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

Запропоновано використання систем автоматичного регулювання для забезпечення оптимальних умов роботи ущільнень. У зв'язку з чутливістю до змін робочих параметрів стандартні конструкції контактних ущільнень більшу частину часу працюють з підвищеним зносом або з підвищеним витокком. Розраховано статичні характеристики саморегульованих ущільнень, втрати потужності на тертя в контакті та наведено тепловий розрахунок.

К л ю ч о в і с л о в а: контактне ущільнення, модель, автоматичне регулювання, статична характеристика.

S.S. Shevchenko, M.S. Shevchenko

CALCULATION OF CONTACT SEALS AS AUTOMATIC CONTROL SYSTEMS WITH INVERSE FEEDBACK

Standard designs of contact seals are very sensitive to changes in operating parameters, which usually results in increased wear or leakage. The use of automatic control systems to ensure optimal operating conditions of seals is proposed. Static characteristics of self-adjusting seals, friction power losses in contact and the thermal calculations are given.

Keywords: contact seal, model, automatic regulation, static characteristic.

ШЕВЧЕНКО Сергей Станиславович, канд. техн. наук, техн. директор ООО «Юнайтед Продакшнс — Атом». В 1984 г. окончил Сумский филиал Харьковского политехнического института. Область научных исследований — проблемы гермомеханики с использованием достижений трибомеханики, теории упругости, теории колебаний, гидродинамики, теории оптимизации гидродинамических систем.

ШЕВЧЕНКО Марина Сергеевна, аспирантка Сумского государственного университета, который окончила в 2018 г. Область научных исследований — исследование моделей и методов машинной арифметики на основе двоичных биномиальных чисел.