

УДК 621.671

doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.20

А. И. БЕДА, И. Н. БЕДА, А. С. КОСТОРНОЙ**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ СИЛЫ В ЦЕЛЕВОМ УПЛОТНЕНИИ КОНЕЧНОЙ ДЛИНЫ**

АННОТАЦИЯ Проведены экспериментальные исследования гидростатической силы в относительно длинном цилиндрическом целевом уплотнении проточной части центробежного насоса. Получены зависимости коэффициентов радиальной и угловой жёсткостей от перепада давления на щели. Дана оценка влияния окружных перетоков рабочей жидкости в щели, обусловленных полем давления, на величину этих коэффициентов. Получено явление самовозбуждения невращающегося вала в относительно длинном целевом уплотнении цилиндрической формы.

Ключевые слова: центробежный насос, целевое уплотнение, гидростатическая сила, коэффициент радиальной жёсткости, коэффициент угловой жёсткости.

A. I. BEDA, I. N. BEDA, A. S. KOSTORNOY**EXPERIMENTAL STUDIES OF HYDROSTATIC FORCE IN ANNULAR SEAL OF FINITE LENGTH**

ABSTRACT The present paper describes the experimental test rig and the procedure for experimental studies of radial hydrostatic force components in a relatively long cylindrical annular seal for the hydraulic system of a centrifugal pump. The obtained rotor loading characteristics showed a linear dependence between the applied force and the resultant displacement over a wide range of the shaft eccentricity. With the theoretical ratio of coefficients for radial and angular stiffness, there have been obtained experimental dependences of these coefficients from the pressure differential across the gap. The effects of the circumferential backflows of the handled medium due to the pressure distribution on the magnitude of these coefficients have been evaluated. The phenomenon of self-excitation has been obtained for the non-rotating shaft in a relatively long annular seal of a cylindrical shape at a relatively large eccentricity of the shaft.

Key words: centrifugal pump, annular seal, hydrostatic force, coefficient of radial stiffness, coefficient of angular stiffness.

Введение

Обеспечение надёжной работы быстроходного центробежного насоса требует достоверного определения динамических характеристик щелевых уплотнений его проточной части [1, 2]. Данная задача до настоящего времени не имеет однозначного решения, а поэтому при её решении приходится упрощать математическую модель щелевого уплотнения. Наиболее надёжную оценку правомерности тех или иных допущений можно получить на основании результатов экспериментальных исследований. Удовлетворительное расхождение между экспериментальными и расчётными данными является критерием правильности предложенного метода расчёта.

Следует отметить, что и экспериментальные исследования движения жидкости в щели связаны с некоторыми специфическими трудностями. Существенным является то, что минимальная величина радиального зазора щели определяется технологией изготовления роторных и статорных деталей, радиальным перемещением ротора при работе центробежной машины и измеряется десятками долями миллиметра. При этом даже небольшие смещения вала относительно оси втулки приводят к относительно большим изменениям в движении жидкости в щели. Существенное влияние на характер движения жидкости в щели также оказывает вращение ротора и прецессия его оси. Движение ротора, а вместе с ним и одной из стенок кольце-

вого канала приводят к изменению величины радиального зазора и, таким образом, к нестационарности движения жидкости. Из-за малых зазоров, вращение вала и нестационарности движения жидкости в щели становятся непригодными обычные способы измерения полей скоростей и давления жидкости в щелевом уплотнении. В этом случае оценка гидродинамических параметров щелевого уплотнения делается на основании исследования динамических характеристик системы, в состав которой входит уплотнение. Как правило, искомые параметры уплотнения получают путем обработки амплитудных и фазовых характеристик такой колебательной системы. Но существующие в настоящее время методы оценки параметров щелевых уплотнений не позволяют оценить отдельно все составляющие радиальной силы в щели, а дают только оценку равнодействующих некоторых сил, например, гидростатической силы, обусловленной радиальным и угловым смещением вала, демпфирующей и циркуляционной сил и т. д. Это, конечно, усложняет получение достоверных экспериментальных данных. Поэтому при исследовании щелевых уплотнений очень важно разложить задачу экспериментальных исследований на более простые, уменьшая при этом число неизвестных параметров (число составляющих радиальной силы). Естественно, что на первом шаге желательно рассматривать кольцевые каналы с неподвижным ротором: в этом случае, с одной стороны, не будет гидродинамических составляющих радиальной

силы, а с другой – появляется возможность исследовать относительно длинные щелевые уплотнения, для которых получить амплитудные и фазовые характеристики затруднительно. В работах [3, 4] приведены результаты экспериментальных исследований для щелевых уплотнений с параметром $l/r < 1$. Число работ, посвящённых экспериментальным исследованиям щелевых уплотнений с параметром $l/r < 1$ незначительно [5].

Постановка задачи и описание экспериментального стенда

С учётом сделанных замечаний целью экспериментальных исследований данной работы является оценка коэффициентов жёсткости составляющих гидростатической силы, обусловленной как радиальным смещением невращающегося вала, так и его перекосом в относительно длинном кольцевом канале цилиндрической формы. В качестве рабочей жидкости применяется вода при температуре 25...30 °С.

В соответствии с поставленными задачами исследований был спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд, схема которого приведена на рис. 1. Стенд включает в себя испытательный узел, систему гидравлического обеспечения и контрольно-измерительные приборы. Основой экспериментального стенда является испытательный узел, схема которого приведена на рис. 2. Уплотнительную пару (объект исследования) составляет втулка 5, неподвижно закреплена на валу 2, и корпус гидроцилиндра 3.



Рис. 1 – Схема экспериментального стенда:
1, 3 – манометр; 2 – испытательный узел;
4 – расходомерное устройство; 5 – насос;
6 – фильтр; 7 – бак; 8 – дроссель



Рис. 2 – Схема испытательного узла:
1 – гайка; 2 – вал; 3 – корпус; 4 – камера перед уплотнением; 5 – втулка; 6 – камера после уплотнения; 7 – уплотняющая манжета; 8 – крышка

Рабочая жидкость поступает из системы гидравлического обеспечения в камеру 4, затем

через щелевое уплотнение поступает в камеру 6, откуда возвращается в систему гидравлического обеспечения. Давление перед щелью и после неё контролируется манометрами, по показателям которых определяется перепад давления рабочей жидкости на щелевом уплотнении. Регулирование давления рабочей жидкости, которая поступает в испытательный узел, осуществляется вентилем на байпасной линии, по которой отводится остаточное количество рабочей жидкости в резервуар, минуя испытательный узел.

Щелевое уплотнение имеет следующие основные параметры: диаметр испытуемого уплотнения – 76 мм; средний радиальный зазор – 0,35 мм. Для оценки влияния основных геометрических параметров щели и перепада давления на неё на характеристики щелевого уплотнения в процессе исследований замерялся перепад давления на щели и её длина. Перепад давления на щели варьировался от 0,1 до 0,8 МПа, а её длина составляла 20, 40, 60, 80 и 100 мм, что соответствует безразмерному параметру $l_r = l/r = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5$.

Методы оценивания величины гидростатической силы

Экспериментальное определение величины гидростатической силы щелевого уплотнения проводится методом идентификации параметров, суть которого заключается в том, чтобы по результатам входных и выходных данных в процессе работы системы «упругий вал - щелевое уплотнение» получить качественные и количественные оценки искомых параметров.

Гидростатическая радиальная сила щелевого уплотнения определяется как реакция щели на нагружение на вал, рис. 3.

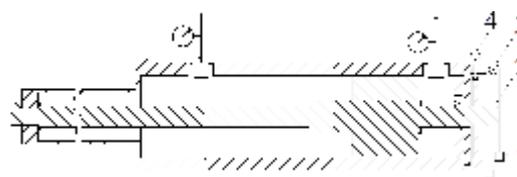


Рис. 3 – Схема нагружения:
1 – тарированный груз; 2 – вал; 3 – блок;
4 – индикатор

Нагружение вала осуществляется с помощью тарированных грузов 1, прикреплённых непосредственно к валу 2 (при смещении вала вниз), или через блок 3 (при смещении вала вверх). Такой подход позволяет исследовать гидростатическую силу в более широком интервале перемещения вала, что уменьшает погрешность измерений. Смещения вала измерялись индикатором часового типа с ценой деления 0,01 мм. Указанный индикатор прост в использовании и даёт высокую точность измерений.

Зависимость между приложенной силой F_i и обусловленным ею смещением вала Dh_i в работе описывается линейным уравнением парной регрессии вида $F = kDh + a$, где характеризующий жёсткость данной системы коэффициент k находится методом наименьших квадратов.

Следует заметить, что параметр k определяет коэффициент жёсткости всей системы «упругий вал – щелевое уплотнение». Для оценки непосредственно коэффициентов жёсткости составляющих гидростатической силы, обусловленной радиальным смещением вала и его поворотом в уплотнении, рассмотрим следующую модель «упругий вал – щелевое уплотнение», рис. 4.

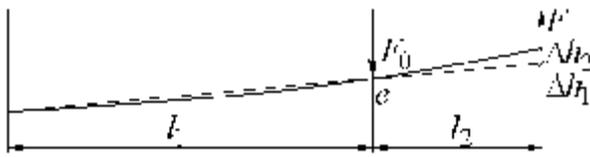


Рис. 4 – К вопросу идентификации коэффициента жёсткости гидростатической силы

Используя рисунок и учитывая структуру радиальной силы [1]

$$|F| = K_e e + K_q J = K_e e \frac{\partial \phi}{\partial e} + \frac{K_q J}{K_e} \frac{\partial \phi}{\partial \phi} \quad (1)$$

находим

$$K_e = K_c \frac{\partial \phi}{\partial e} + \frac{l_2}{l_1} \frac{\partial \phi}{\partial e} - \frac{K_c}{K_b} \frac{\partial \phi}{\partial \phi} \cdot \left(\frac{\partial \phi}{\partial e} + \frac{K_q}{K_e} \frac{1}{l_1} \frac{\partial \phi}{\partial e} + \frac{K_e}{K_b} \frac{l_1}{l_2} \frac{\partial \phi}{\partial \phi} \right) \quad (2)$$

где K_e – коэффициент радиальной жёсткости; K_q – коэффициент угловой жёсткости; K_c – коэффициент жёсткости системы «упругий вал - щелевое уплотнение».

Поскольку испытательный узел не позволяет непосредственно получить величины составляющих радиальной гидростатической силы, то в работе используем соотношение $a(l_r) = K_q / (K_e r)$ между теоретическими коэффициентами K_e и K_q , полученными в [3].

Коэффициент радиальной жёсткости K_e гидростатической силы будем находить методом последовательных приближений по (2), при этом коэффициент угловой жёсткости гидростатической силы находим по формуле

$$K_q = K_e r a(l_r) \quad (3)$$

Результаты экспериментальных исследований

Типичные характеристики нагружения вала при различных геометрических размерах щели и

перепадах давления рабочей жидкости приведены на рис. 5 и рис. 6.

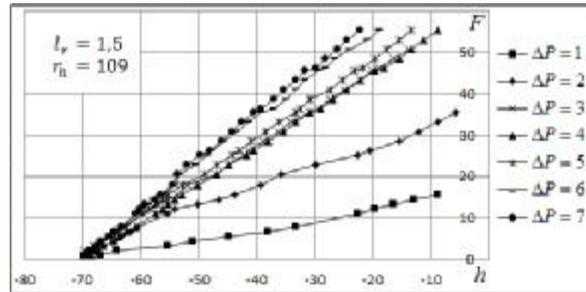


Рис. 5 – Характеристики нагружения вала

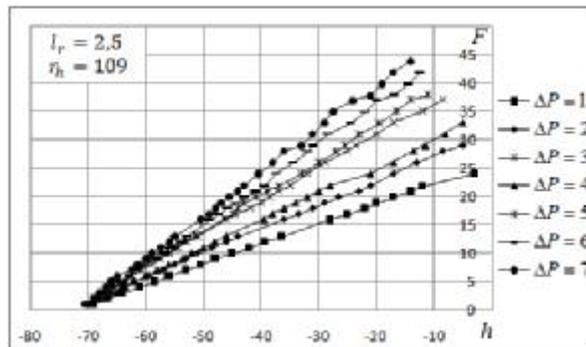


Рис. 6 – Характеристики нагружения вала

В данной работе результаты обработки характеристик нагружения вала приведём для щелевого уплотнения с параметром $l_r = 2,5$. На рис. 7 приведены зависимости коэффициента жёсткости системы «упругий вал – щелевое уплотнение» (маркер 4) и коэффициента жёсткости составляющей гидростатической силы, обусловленной радиальным смещением вала (маркер 3) от перепада давления на щели. На рис. 8 приведена зависимость коэффициента жёсткости гидростатической силы, обусловленной угловым смещением вала (маркер 3) от перепада давления на щели. На рис. 7, 8 также показаны теоретические зависимости коэффициентов, полученные по методике короткого щелевого уплотнения (линия 1) и методике щелевого уплотнения конечной длины (линия 2).

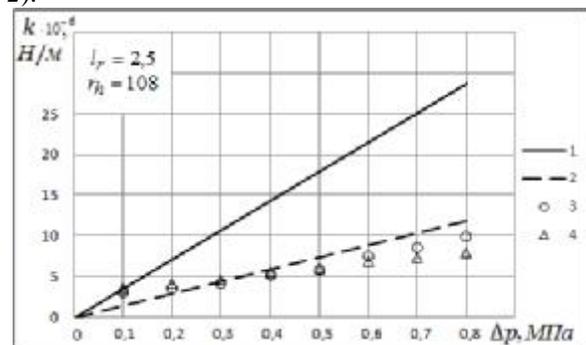


Рис. 7 – Теоретические и экспериментальные зависимости коэффициента радиальной жёсткости гидростатической силы

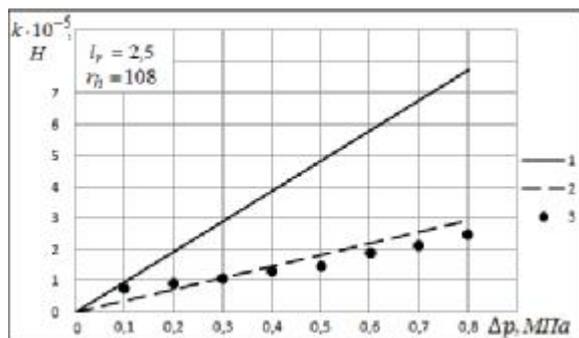


Рис. 8 – Теоретические и экспериментальные зависимости коэффициента угловой жёсткости гидростатической силы

Следует также отметить, что при проведении экспериментальных исследований были выявлены следующие особенности:

1 При $l_r \leq 1$ вал «всплывает» в щелевом уплотнении, что свидетельствует о появлении в щелевом уплотнении центрирующей гидростатической силы.

2 При $l_r \approx 1,5$ вал перестаёт «всплывать» в уплотнении, а лежит на уплотняющей манжете 7, рис. 2. Это, по-видимому, объясняется влиянием составляющей радиальной силы, обусловленной перекосом между валом и втулкой, величина которой, как показывают теоретические исследования [2], с ростом параметра l_r стремительно растёт. Но при смещении вала вверх наблюдается линейная зависимость между приложенной силой и обусловленным ею перемещением при всех рассмотренных перепадах давления на щели.

3 При $l_r \approx 1,5$ наблюдается потеря устойчивого положения вала вблизи стенки втулки: смещающая вал вниз из положения равновесия при перепадах давления жидкости на щели $\Delta p < 0,4$ МПа вал стремительно возвращается в исходное положение равновесия и на последующее увеличение нагружения почти не реагирует. С ростом перепада давления наблюдается явление самовозбуждения колебаний вала, причём с ростом перепада давления их интенсивность растёт.

Выводы

1 Гидростатическая сила, возникающая в щелевом уплотнении, характеризуется высокой линейностью для достаточно широкого диапазона эксцентриситетов вала, что позволяет достаточно точно её описывать коэффициентом жёсткости.

2 С ростом параметра l_r возрастает влияние составляющей гидростатической силы, обусловленной перекосом осей вала и втулки. Поскольку в реальных условиях всегда присутствуют случайные несоосности вала и втулки и перекося между их осями, желательно не использовать относительно длинные щелевые уплотнения.

3 Используя теоретическое соотношение между коэффициентами жёсткости составляющих гидростатической силы, экспериментально получены коэффициенты жёсткости составляющих гидростатической силы, обусловленной как радиальным, так и угловым смещениями вала в щелевом уплотнении.

Список литературы

- 1 **Марцинковский, В. А.** Динамика роторов центробежных машин [Текст] : моногр. / **В. А. Марцинковский.** – Сумы : СумГУ, 2012. – 563 с. – ISBN 978-966-657-423-0.
- 2 **Beda, A. I.** Analysis of a Nonlinear Elastic Force in a Relatively Long Annular Seal and its Impact on the Dynamics of the Rotor [Text] / **A. I. Beda, V. I. Symonowsky** // *Applied Mechanics and Materials.* – 2014. – Vol. 630. – P. 240–247. – ISSN 1660-9396 (print), doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.630.240.
- 3 **Беда, И. Н.** Разработка уточненной модели и исследование динамических характеристик системы ротор-щелевые уплотнения [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06 / **Беда Иван Никитович.** – М., 1992. – 192 с.
- 4 **Гулый, А. Н.** Разработка экспериментальных и теоретических методов анализа динамических параметров бесконтактных уплотнений [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06 / **Гулый Александр Николаевич.** – Сумы, 1989. – 217 с.
- 5 **Будник, А. Н.** Экспериментальное исследование и оценивание динамических коэффициентов ротора с щелевыми уплотнениями [Текст] / **А. Н. Будник, В. И. Симоновский** // Экспрессинформация ЦИТИХИМНЕФТМАШ : качество, надежность, долговечность. – 1982. – № 4-82. – С. 4–6.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Marcinkovskij, V. A.** (2012), *Dinamika rotorov centrobezhnyh mashin* [Rotordynamics of centrifugal machines], SumGU, Sumy, Ukraine, ISBN 978-966-657-423-0/
- 2 **Beda, A. I. and Symonowsky, V. I.** (2014), ²Analysis of a Nonlinear Elastic Force in a Relatively Long Annular Seal and its Impact on the Dynamics of the Rotor², *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 630, pp. 240–247, ISSN 1660-9396 (print), doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.630.240.
- 3 **Beda, I. N.** (1992), ²Razrabotka utocnenoj modeli i issledovanie dinamicheskikh harakteristik sistemy rotorshhelevye uplotnenija [Development of a detailed model and investigation of dynamic behaviour of Rotor - Annular Seals system]², Abstract of Ph.D. dissertation, 01.02.06, Dynamics and strength of machines, devices and apparatus, Kharkiv Order of Lenin and Order of the October Revolution Polytechnic Institute named after V. I. Lenin, Moscow, Russia.
- 4 **Gulyj, A. N.** (1989), ²Razrabotka jeksperimental'nyh i teoreticheskikh metodov analiza dinamicheskikh parametrov beskontaktnyh uplotnenij [Development of experimental and theoretical methods of analysis for dynamic parameters of non-contact seals]: Abstract of Ph.D. dissertation, 01.02.06, Dynamics and strength of machines, devices and apparatus, Kharkiv Order of Len-

- in and Order of the October Revolution Polytechnic Institute named after V. I. Lenin, Sumy, Ukraine.
- 5 **Budnik, A. N. and Simonovskij, V. I.** (1982), ²Jeksperimental'noe issledovanie i ocenivanie dinamicheskikh koeficientov rotora s shhelevymi uplotnenijami [Experi-

mental investigation and assessment of dynamic coefficients of the rotor running in annular seals]², *Jekspressinformacija CINTIHIMNEFTMASH: kachestvo, nadezhnost', dolgovechnost'*, no. 4-82, pp. 4–6.

Сведения об авторах (About authors)

Беда Александр Иванович – кандидат технических наук, Публичное акционерное общество «Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт атомного и энергетического насосостроения», младший научный сотрудник, г. Сумы, Украина; e-mail: otdel10@vniiaen.sumy.ua.

Aleksandr Beda – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), junior research assistant, JSC VNIIAEN, Sumy, Ukraine.

Беда Иван Никитович – кандидат технических наук, доцент, Сумской государственный университет, доцент кафедры математического анализа и методов оптимизации, г. Сумы, Украина.

Ivan Beda – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, Department of Mathematical Analysis and Optimization Methods, Sumy State University, Sumy, Ukraine.

Косторной Александр Сергеевич – кандидат технических наук, Публичное акционерное общество «Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт атомного и энергетического насосостроения», заместитель генерального директора по научной работе – главный конструктор, г. Сумы, Украина.

Aleksandr Kostornoy – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Deputy General Director for Research – Chief Designer, JSC VNIIAEN, Sumy, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Беда, А. И. Экспериментальные исследования гидростатической силы в щелевом уплотнении конечной длины [Текст] / **А. И. Беда, И. Н. Беда, А. С. Косторной** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 136–140. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.20.

Please cite this article as:

Beda, A., Beda, I. and Kostornoy, A. (2016), ²Experimental Studies of Hydrostatic Force in Annular Seal of Finite Length², *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 136–140, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.20.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Беда, О. І. Експериментальні дослідження гідростатичної сили у щілинному ущільненні скінченної довжини [Текст] / **О. І. Беда, І. М. Беда, О. С. Косторной** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 136–140. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.20.

АНОТАЦІЯ Проведені експериментальні дослідження гідростатичної сили у відносно довгому циліндричному щілинному ущільненні проточної частини відцентрового насоса. Отримані залежності коефіцієнтів радіальної та кутової жорсткостей від перепаду тиску на щілині. Дана оцінка впливу окружних перетоків робочої рідини в щілинні, обумовлених полем тиску, на величину вказаних коефіцієнтів. Отримано явище самозбудження необертового валу у відносно довгому щілинному ущільненні циліндричної форми.

Ключові слова: відцентровий насос, щілинне ущільнення, гідростатична сила, коефіцієнт радіальної жорсткості, коефіцієнт кутової жорсткості.

Поступила (received) 15.01.2016