

**ВЛИЯНИЕ СИЛ ИНЕРЦИИ ЖИДКОСТИ И МЕСТНЫХ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ НА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ
ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОРЦОВОГО ДРОССЕЛЯ**

Н.В. Зуева,

Сумский государственный университет

А. Корчак, д-р техн. наук

Силезский политехнический университет, г. Гливице, Польша

В высоконапорных и высокоскоростных центробежных насосах и компрессорах в качестве концевых уплотнений широко используют бесконтактные торцовые уплотнения, область работы которых практически не имеет ограничений по окружным скоростям, а уплотняемые давления ограничиваются допустимыми утечками и силовыми деформациями. Современный уровень развития техники требует все более широкого диапазона рабочих параметров роторных машин, при более жестких требованиях надежности. Как показывает опыт, в центробежных насосах и компрессорах около 40-80 % отказов и производственных потерь происходит из-за выхода из строя опорно-уплотнительной системы роторов, при чем количество отказов растет по мере увеличения параметров машин [1].

Также в многоступенчатых центробежных насосах широко применяются опорно-уплотнительные автоматические системы осевого уравнивания, так называемые «гидропятя», которые наряду с функцией разгрузки выполняют также функции герметизации. Основными элементами этих устройств являются цилиндрическая щель с постоянным гидравлическим сопротивлением и торцовая щель, сопротивление которой изменяется в результате изменения зазора при осевых смещениях ротора, что и обеспечивает в конечном счете механизм регулирования. В то же время от величины торцового зазора в основном зависит протечка через систему осевой разгрузки ротора, величина которой может составлять от 5 до 10 % подачи насоса. [1-3] Задача конструирования сводится к тому, чтобы обеспечить надежную и экономичную работу при минимальных габаритах устройства. Увеличение гидравлического сопротивления цилиндрической щели связано с конструктивными ограничениями (например, увеличение радиуса или длины цилиндрической щели) либо с негативным влиянием на вибрационное состояние ротора (например, нарезка на цилиндрической щели). Поэтому целесообразно увеличивать гидравлическое сопротивление торцовой щели. Однако, учитывая, что больше всего гидравлическое сопротивление зависит от зазоров, уменьшать величину торцового зазора, принципиально не изменяя конструкцию, опасно из-за задиров, которые могут возникнуть в результате перекосов. Этого пытаются избежать в принципиально новых конструкциях, например, в уравнивающих устройствах с податливыми или с гидравлически разгруженными упруго-установленными вкладышами (рис.1) [3-4].

Таким образом, неотъемлемой частью как торцовых уплотнений, так и гидропятя является торцовый дроссель, который в большей степени определяет гидравлическое сопротивление этих устройств. Задача повышения надежности и герметичности данных систем требует детального анализа рабочего процесса в торцовой щели.

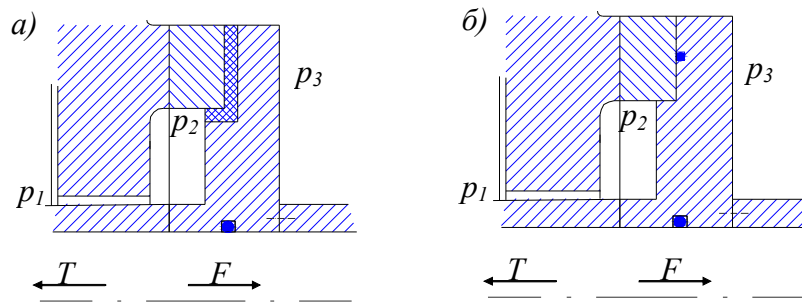


Рисунок 1 – Схема автоматического уравновешивающего устройства:
 а) с податливым вкладышем;
 б) с гидравлически разгруженным упругоустановленным вкладышем

Зачастую создание уплотнительных узлов базируется на предшествующем опыте и методе конструкторских проб и ошибок. Отсутствие всесторонних исследований и общего подхода к проектированию торцовых бесконтактных уплотнений значительно сдерживают применение этих высокоэффективных узлов в современных машинах. Чаще всего при выполнении инженерных расчетов используются довольно упрощенные модели: не учитываются деформации торцовых поверхностей, сложности их движения, пренебрегают силами инерции [5-6]. Однако с ростом параметров роторных машин усложняется характер течения жидкости в торцовой щели, и введенные упрощения приводят к существенным ошибкам, особенно для уплотнительных узлов высоконапорных и высокоскоростных роторных машин, и главным образом – торцовой щели гидропята [5].

Течение жидкости в торцовом дросселе (рис.2) с учетом ряда допущений для случая преобладающего напорного потока описывается осредненными уравнениями движения и неразрывности:

$$\frac{dp}{dr} + g_r = -\frac{k_r \mu}{h^2} \bar{V}_r, \quad \frac{\partial}{\partial r}(\bar{V}_r h r) + r u_1 + r^2 u_2 = 0, \quad (1)$$

где $u_1 = \dot{z}$, $u_2 = (\dot{\theta}_x + \omega/2 \theta_y) \sin \varphi - (\dot{\theta}_y - \omega/2 \theta_x) \cos \varphi$ - составляющие, определяющие характер движения подвижной стенки торцового дросселя;

$g_r = \frac{\rho}{rh} \frac{\partial q}{\partial t} + \kappa_r \frac{\rho}{rh} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{q^2}{rh} \right) + \frac{\rho \omega}{rh} \frac{\partial q}{\partial \varphi} - \kappa_\varphi \rho \omega^2 r$ - осредненное выражение сил

инерции; $q = \bar{V}_r h r$ - элементарный расход потока в радиальном направлении через сектор.

При осреднении уравнений принята степенная зависимость изменения скорости по высоте зазора [1, 6]: $V_r = V_{r\max} \left[4 \frac{z}{h} \left(1 - \frac{z}{h} \right) \right]^m$, где $m = 1$ - для ламинарной; $m = 1/7$ - для турбулентной и $m = 0$ - для автомодельной области течения.

Система уравнений (1) замыкается граничными условиями с учетом потерь на преодоление местных сопротивлений (рис.2):

при $r = r_i$ $p = p_i = p_{i0} - \Delta p_{1i}$, при $r = r_o$ $p = p_o = p_{o0} - \Delta p_{1o}$,

где $\Delta p_{1o} = \zeta_{1o} \frac{\rho \bar{V}_o^2}{2}$ и $\Delta p_{1i} = \zeta_{1i} \frac{\rho \bar{V}_i^2}{2}$ - местные гидравлические потери на входе и восстановление давления с потерей выходной скорости на выходе из торцового дросселя.

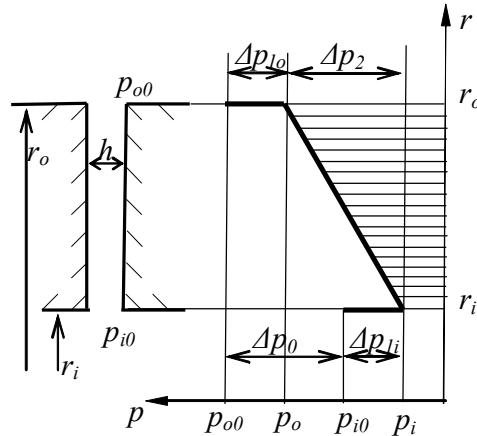


Рисунок 2 – К определению граничных условий для давления

Решая систему (1), найдем распределение давления в торцовом дросселе и элементарный расход жидкости, которые можно представить в виде сумм:

$$p = p_s + p_{cz} + p_{c\gamma} + p_g, \quad q = q_s + q_{cz} + q_{c\gamma} + q_g, \quad (2)$$

где p_s и q_s - гидростатическая составляющая давления и элементарный расход напорного течения, обусловленного внешним перепадом давления на торцовом дросселе; $p_{cz}, p_{c\gamma}$ и $q_{cz}, q_{c\gamma}$ - давление и расход, обусловленные сдвиговым течением при вращении стенок канала, и потоком вытеснения при осевых и угловых колебаниях; p_g и q_g - давление и элементарный расход, обусловленные инерционным напором, который связан с изменением радиальной скорости потока во времени.

Интегрируя по площади кольца, получим расход через торцовую щель, а также силу и моменты, действующие со стороны жидкости на поверхности, образующие торцовый дроссель:

$$Q = \int_0^{2\pi} q(r, \varphi) d\varphi, \quad F_z = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p(r, \varphi) r dr d\varphi, \quad (3)$$

$$M_x = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p(r, \varphi) \sin \varphi r^2 dr d\varphi, \quad M_y = - \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p(r, \varphi) \cos \varphi r^2 dr d\varphi.$$

В работах [8-11] подробно рассмотрена задача течения жидкости в торцовом дросселе с учетом сил инерции жидкости и местных потерь, влияние которых увеличивается с ростом числа Рейнольдса. Приведены выражения для определения давления в щели (2), сил и моментов, действующих со стороны жидкости на стенки торцового дросселя (3), а также расхода. Силы инерции жидкости влияют на динамическое поведение торцевой пары, особенно для случая турбулентного режима течения. Учет местных потерь оказывает значительное влияние на статические и

динамические характеристики уплотнения даже при ламинарном течении жидкости [10,11].

Для подтверждения данной теоретической предпосылки использовались результаты экспериментальных исследований, полученные в лаборатории гидравлических машин Силезского политехнического университета.

Конструкция экспериментальной установки приведена на рисунке 3. Опорный диск гидропаты 1 посажен на вал 2, который установлен в подшипниках качения 3. Упругоопертое кольцо 4 через слой эластомера 5 установлено на диске 1. Осевая сила, действующая на ротор, воспринимается осевым подшипником 6, который установлен в гнезде 7, и за счет рычага 8, опирающегося с одной стороны через подшипник 9 на опору 10, а с другой стороны - на датчик силы 11, который прижимается к рычагу 8 винтом 12 через упор 13. Крышка 14, закрывающая камеру, служит опорной поверхностью торцового дросселя. На внутреннем радиусе крышки находится замкнутая камера 15. Камера разгрузочного узла прижата к крышке 14, укрепленной на кронштейне 17. На выходе вала из камеры расположено торцовое уплотнение 18. Вращающийся момент на вал передается через муфту, оснащенную прибором, позволяющим определять момент трения на валу.

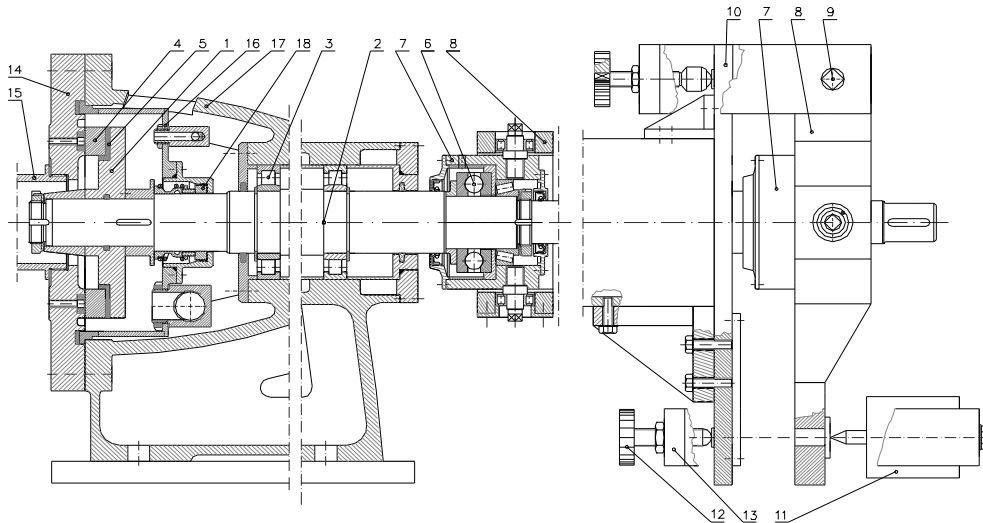


Рисунок 3 – Конструкция экспериментальной установки с устройством измерения осевой силы

Установка оснащена многоканальной измерительной системой, схема которой показана на рисунке 4. Она содержит элементы регистрации и регулирования гидравлических параметров системы, а также фиксирования колебаний диска гидропаты. Вал приводится в движение двигателем 2 через муфту 15, позволяющую измерять возникающий момент трения. Скорость вращения двигателя регулируется автотрансформатором 5. Вода подается под давлением с помощью насоса 6 из резервуара 4. Для регистрации колебаний диска гидропаты установка оснащена тремя, расположенными через 120° , бесконтактными датчиками с соответствующими преобразователями «зазор-напряжение» 11-12, что позволяет регистрировать изменение геометрии торцевой щели во времени.

Таким образом, установка позволяет регистрировать следующие параметры:

- величину изменения торцового зазора, измеренного на среднем радиусе, м;
- осевую силу, Н;
- давление перед входом в торцовую щель, Па;
- давление на выходе из торцовой щели, Па;
- частота вращения ротора, об/мин;
- расход жидкости через щель, л/мин;
- момент трения на валу, Н·м;
- температуру потока жидкости, °С.

Регулируемые величины изменяются в следующих диапазонах: расход 2,5 – 45 л/мин, частота вращения 25 - 2500 об/мин, осевая сила 3750 – 18750 Н. Давление на входе изменяется в соответствии с величиной осевой силы 0,3 – 1,0 МПа.

Величина торцового зазора колеблется относительно среднего значения, определяемого с помощью расхода жидкости через щель. Регистрация момента трения необходима для подтверждения бесконтактной работы торцовой щели.

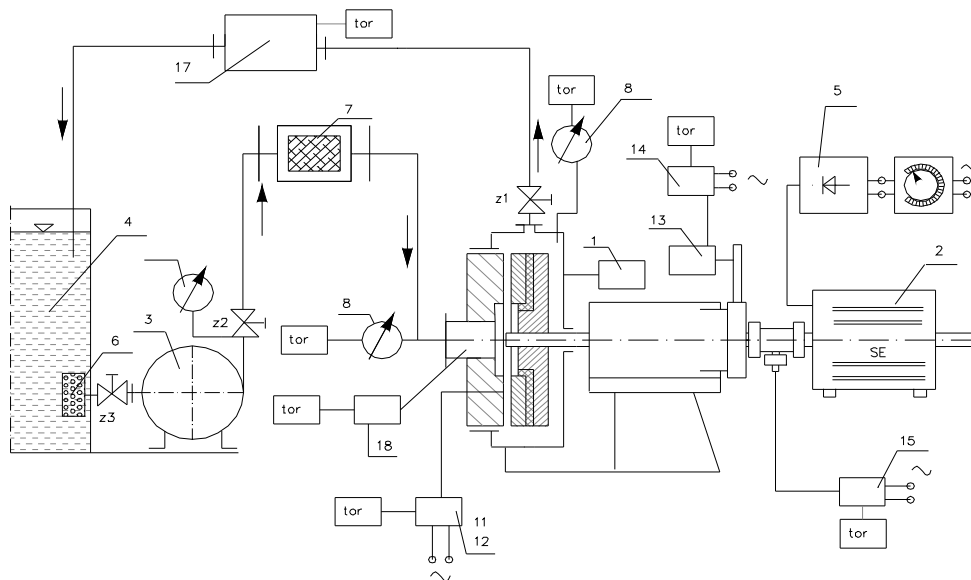


Рисунок 4 – Схема измерительной установки

Сила давления, действующая на поверхность торцового дросселя, вычислялась по экспериментальным данным как:

$$F = T - p_{вз} S_1 + p_{вых} S_3, \quad (4)$$

где $p_{вх}$ и $p_{вых}$, S_1 и S_3 - соответствующие давления и площади перед и после торцового дросселя.

На рисунке 5 приведены обобщенные результаты, полученные при фиксированной осевой силе, равной $T=18750$ Н, 13750 Н, 8750 Н, 3750 Н, расходе через торцовую щель $Q=3,2$ л/мин, 10,4 л/мин, 18,8 л/мин, 27,4 л/мин, 36,1 л/мин, 44,5 л/мин, и частоте вращения ротора $n=1500$ об/мин.

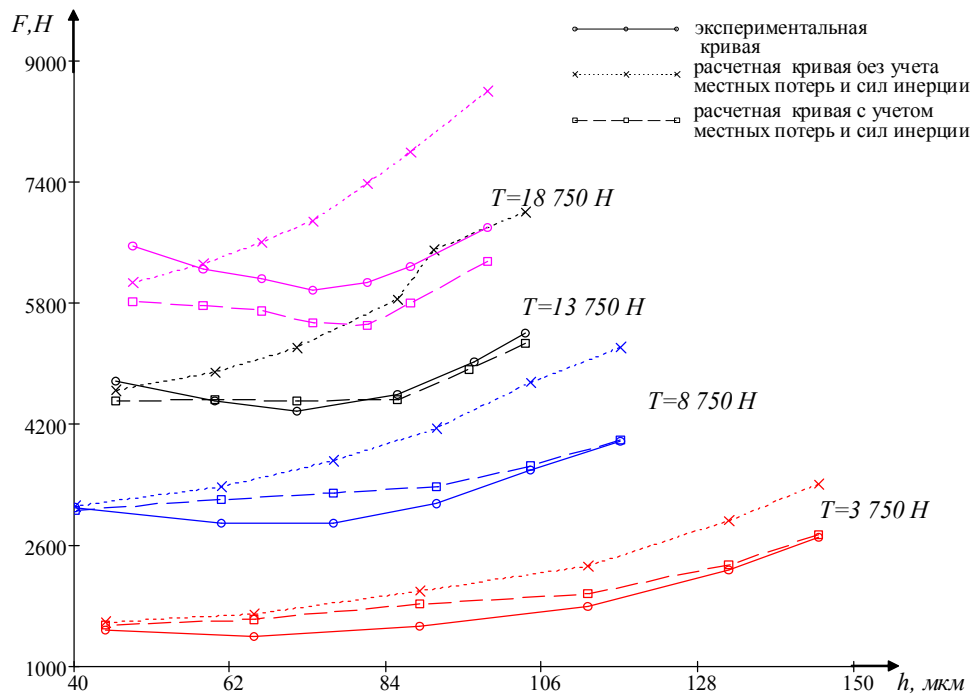


Рисунок 5 – Сравнение экспериментальных и теоретических кривых изменения осевой раскрывающей силы в торцовом зазоре

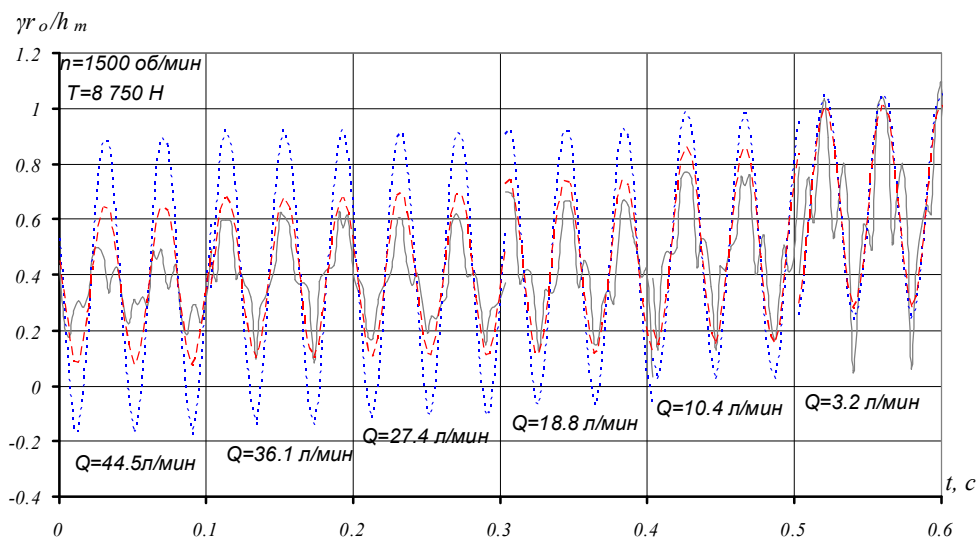


Рисунок 6 – Сравнение экспериментальных и теоретических кривых изменения угла перекоса торцовой поверхности во времени

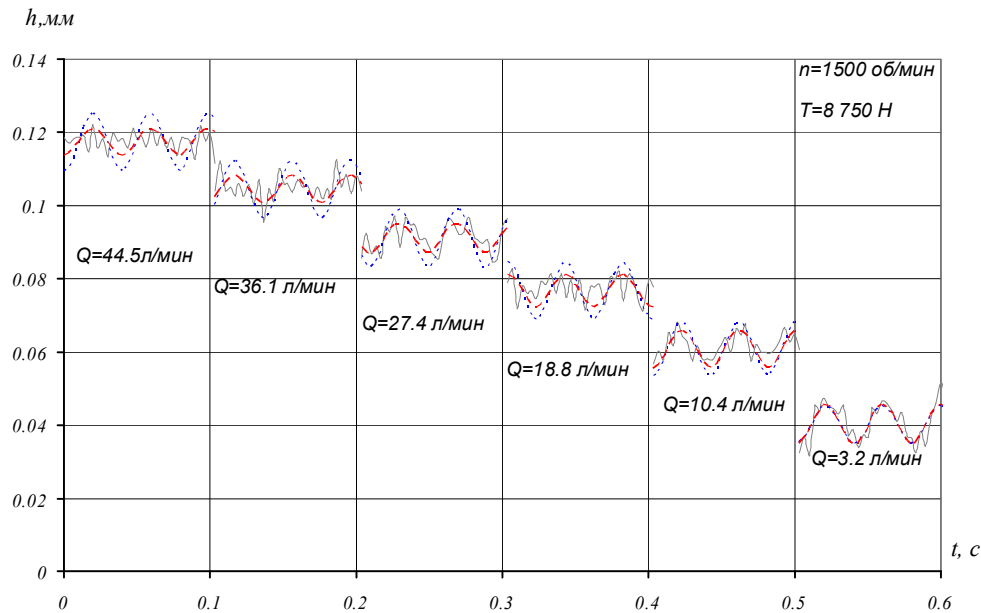


Рисунок 7 – Сравнение экспериментальных и теоретических кривых изменения торцового зазора во времени

Из сравнения показанных на рисунках 5-7 графиков следует, что экспериментальные и расчетные величины удовлетворительно согласуются между собой. Число Рейнольдса для данных опытов составляло $Re=230-2700$ (меньшие значения соответствуют меньшим зазорам). При малых числах Рейнольдса расхождения величин сил и амплитуд вынужденных осевых и угловых колебаний, подсчитанных без учета сил инерции и местных потерь, и с их учетом мало, однако, с ростом Re это расхождение увеличивается. Максимальные расхождения теоретических и экспериментальных данных для случая, когда расчетная сила, получена с учетом сил инерции, составляет 5 %, а без их учета – 30 %.

Таким образом, предложено решение задачи течения жидкости через торцовый дроссель с учетом сил инерции жидкости и местных потерь. Теоретические выражения для определения осевой силы, действующей со стороны жидкости на торцовую поверхность [9-11], удовлетворительно согласуются с экспериментом и могут быть использованы для уточнения математической модели расчета бесконтактных торцовых уплотнений, и в частности, автоматических опорно-уплотнительных устройств.

SUMMARY

Solving of fluid flow through face throttle taking into account of liquid inertia forces and local loss problem are proposed. Improved theoretical expressions for definition of hydrodynamic characteristic of flow are obtained. Analytical results for axial force determination satisfactorily coincide with experimental results (divergence less than 5%) and may be employ for improvement of calculation mathematical model of non-contact face seals and balancing-sealing device.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.
2. Чегурко Л.Е. Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций. – М.: Энергия, 1978. – 160 с
3. Чегурко Л.Е. Центробежные энергетические насосы, их неисправности и методы

- устранения. – Челябинск, 2002. – 103 с.
4. Andrzej Korczak “Badania ukladow rownowazacych napor osiowy w wielostopniowych pompach odsrodkowych” / Wyd. Politechniki Slaskiej, Gliwice, 2005. – 161 p.
 5. Korczak A. The laminar flow of liquids in a flat-wall face clearance with a variable width between stationary and rotating rings // Transactions of the institute of fluid-flow machinery. - 2002. - № 111. - P. 89-109.
 6. Jedral W. Influence of instability of turbulent liquid flow through an axial clearance with oscillating disc on pressure distribution and damping force // Archiwum budowy maszyn. - 1988. – Т. XXXV, №1-2. – С. 69-79.
 7. Kundera Cz. Aktywne uszczelnianie drgających tlementow wirzających. – Kielce: Wydawnictwo Politechniki Świętorzyskiej. -1999. – 115 s.
 8. Зуева Н. Силові характеристики торцевих дроселів // Машинознавство. – 2002. - № 8. – С.35-37.
 9. Зуева Н.В. Гидродинамика торцовых дроселей с учетом инерции жидкости // Вестник СумГУ. - 2003. - №3. - С.44-50.
 10. Зуева Н.В., Корчак А. Исследование динамики системы автоматического уравнивания центробежных насосов с упругим элементом // Технологии XXI века. - Алуста. – 2005. – Т.1. – С. 89-95.
 11. Зуева Н.В. Учет местных потерь при вычислении гидродинамических характеристик торцовых дроселей // Вісник СНАУ. Сер. Автоматизація та механізація виробничих процесів, 2005. - № 11(14).

Поступила в редакцію 11 октября 2006 г.