

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ КОНСТРУКЦИИ
АВТОМАТИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА ОСЕВОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ
С УПРУГО УСТАНОВЛЕННЫМ ГИДРАВЛИЧЕСКИ РАЗГРУЖЕННЫМ
ВКЛАДЫШЕМ**

Н.В. Зуева, аспирант

Сумский государственный университет, г. Сумы

Рассмотрена усовершенствованная конструкция автоматического устройства осевого уравновешивания с гидравлически разгруженным вкладышем. Деформации диска гидропаты традиционной конструкции приводят к неплоскостности торцового зазора, в результате чего суммарная гидродинамическая сила уменьшается. Это ведет к уменьшению рабочего зазора, а следовательно к опасности возникновения бесконтактной работы устройства. Гидравлическая разгрузка вкладышей позволяет свести к минимуму неплоскостность торцового зазора, увеличить надежность и экономичность устройства. В работе приведен статический расчет данного устройства, показывающий преимущество новой конструкции.

Розглянута вдосконалена конструкція автоматичного пристрою осевого урівноваження з гідравлічно розвантаженим вкладишем. Деформації диска гідроп'яти традиційної конструкції приводять до неплощинності торцевого зазора, внаслідок чого сумарна гідродинамічна сила зменшується. Це веде до зменшення робочого зазора, а, отже, до небезпеки виникнення безконтактної роботи пристрою. Гідравлічне розвантаження вкладишів дозволяє звести до мінімуму неплощинність торцевого зазора, збільшити надійність і економічність пристрою. У роботі наведений статичний розрахунок даного пристрою, що показує перевагу нової конструкції.

При работе центробежного насоса на ротор действует система сил, среди которых наибольшей по абсолютному значению является осевая сила. Современные высоконапорные насосы развивают давления свыше 30 МПа, при этом силы, действующие на ротор, измеряются десятками тонн, в связи с этим устройства для уравновешивания осевых сил являются очень нагруженными и наряду с тем ненадежными узлами [1-3].

В многоступенчатых центробежных насосах для уравновешивания осевой силы, действующей на ротор, широко применяются опорно-уплотнительные автоматические системы осевого уравновешивания или так называемые «гидропаты». Традиционная конструкция гидропаты (рис. 1) состоит из последовательно расположенных длинной цилиндрической щели 1, образованной валом и корпусом, и торцовой щели 3. Камера разгрузки 4 между разгрузочным диском 5, жестко закрепленным на валу, и корпусом 2 разделяет эти дроссели.

Полный перепад давления $\Delta p = p_1 - p_3$ на пяте представляет разность между давлением нагнетания p_1 и давлением в камере за гидропатой. Чаще всего эта камера соединена с входным патрубком насоса, тогда p_3 - давление на входе. Часть общего перепада давления $\Delta p_2 = p_2 - p_3$ дросселируется на торцовом дросселе 3, проводимость которого зависит от ширины зазора. Гидростатическая сила F , действующая на разгрузочный диск гидропаты 5, уравновешивающая осевую нагрузку на ротор T , обусловлена двумя составляющими: гидростатической силой от

действия давления p_2 на площадь разгрузочной камеры 4 площадью S_2 ($p_2 S_2$) и гидростатической силы от перепада давления ($p_2 - p_3$) на торцевой щели гидропята 3. Таким образом, уравнивающая нагрузку гидростатическая сила F зависит от давления в камере гидропята 4 p_2 , величина которого регулируется гидравлическим сопротивлением торцового дросселя 3, то есть величиной торцового зазора. Если под действием избыточной осевой силы ротор смещается влево, зазор уменьшается, а давление p_2 в камере увеличивается, восстанавливая равенство силы T , действующей на ротор, и уравнивающей силы F [4]. Изменение сопротивления торцевой щели в результате изменения зазора при осевых смещениях ротора обеспечивает, в конечном счете, механизм регулирования. За счет саморегулирования величины торцового зазора гидропята может работать в широком диапазоне осевых сил.

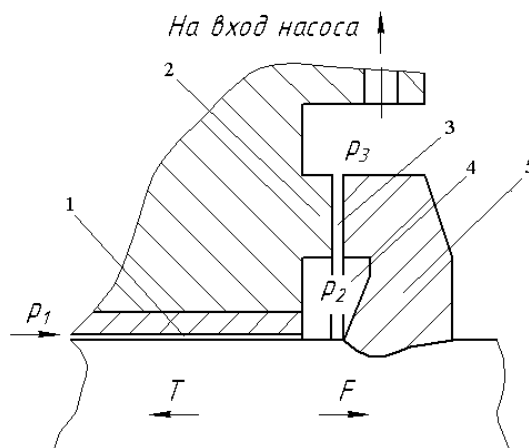


Рисунок 1 – Традиционная конструкция гидропята

Опыт эксплуатации центробежных насосов показывает, что наряду с уплотнениями и подшипниками гидропята является одним из самых ненадежных узлов. Для торцового дросселя гидропята характерны перепады давления до 10 МПа, при этом торцовый зазор гидропята изменяется от 20 до 200 мкм [1,2]. При довольно больших давлениях характерны деформации опорного диска гидропята. Возникающее при этом изменение плоской формы торцового зазора, чаще всего диффузорность торцового канала, приводит к уменьшению составляющей гидростатической осевой силы, действующей в торцовом зазоре, что в свою очередь ведет к закрытию торцового зазора, а следовательно к возможности контакта несущих поверхностей. Погрешности при изготовлении и сборке гидропята также приводят к неплоскостности рабочих поверхностей. В процессе монтажа насоса разгрузочный диск гидропята и неподвижная подушка устанавливаются с некоторым перекосом [5].

Гидропята наряду с функцией разгрузки выполняет также функции уплотнения. То есть от величины торцового зазора в основном зависит протечка через систему осевой разгрузки ротора, величина которой может составлять от 5 до 10 % подачи насоса. Задача конструирования сводится к тому, чтобы обеспечить надежную и экономичную работу при минимальных габаритах устройства. Увеличение гидравлического сопротивления цилиндрической щели связано с конструктивными

ограничениями по радиусу и длине, либо с негативным влиянием на вибрационное состояние ротора, что может быть вызвано, например, нарезкой на втулках, образующих цилиндрическую щель. Поэтому целесообразно увеличивать гидравлическое сопротивление торцевой щели. Однако, учитывая, что больше всего гидравлическое сопротивление зависит от величины зазоров, уменьшать величину торцевого зазора, принципиально не изменяя конструкцию, опасно из-за задиров, которые могут возникнуть в результате перекосов [1,5].

Поэтому при проектировании гидропята необходимо особое внимание уделять обеспечению плоскостности торцевого зазора. Задача повышения надежности и герметичности системы уравнивания требует детального анализа рабочего процесса в торцевой щели и создания принципиально новых конструкций.

Уменьшить деформации и обеспечить плоскостность рабочих поверхностей торцевого зазора гидропята можно за счет применения гидравлической разгрузки упруго установленных вкладышей (рис. 2) [5-7]. Аналогом этой конструкции являются торцевые уплотнения. Установка резиновых уплотнительных колец с тыльной стороны вкладышей позволяет давлению p_2 , действующему с тыльной стороны до уплотнительного кольца, частично разгрузить вкладыш от гидростатической осевой силы, действующей в торцевом зазоре.

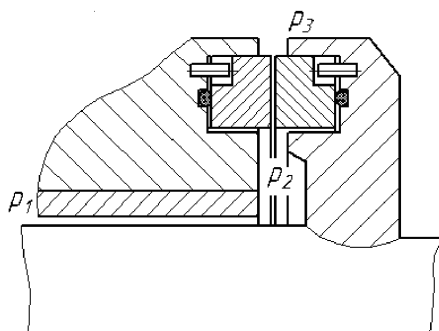


Рисунок 2 – Модифицированная конструкция автоматического разгрузочного устройства с гидравлически разгруженными кольцами

При этом появляется возможность самоустановки вкладышей при работе машины. Деформации опорного диска не оказывают влияния на форму торцевого зазора. Таким образом, силовые деформации диска становятся менее значимыми в регулировании осевой силы. Повышение надежности за счет гидродинамической разгрузки позволяет перейти на меньшие торцевые зазоры, а следовательно уменьшить расход и повысить к.п.д. насоса [3,5].

Целью статического расчета является выбор основных геометрических параметров гидропята при условии, чтобы в заданном диапазоне силы T (рис.

1) торцевой зазор и расход жидкости не выходили за допустимые пределы. Расчет гидропята как автоматического устройства, регулирующего осевую силу в зависимости от величины торцевого зазора, сводится к построению статической характеристики – зависимости величины торцевого зазора от уравниваемой силы T , действующей на ротор [1-4]. Искомая зависимость определяется из условия осевого равновесия разгрузочного диска гидропята (рис. 3):

$$T = F + F_n, \quad (1)$$

где F - результирующая осевая сила давления, действующая на диск, которая состоит из силы давления в камере гидропалаты и силы давления в торцовом зазоре,

$F_n = k(\Delta - h_{m0})$, k - приведенная жесткость пружин отжимного устройства, Δ - их предварительное сжатие, h_{m0} - величина торцового зазора.

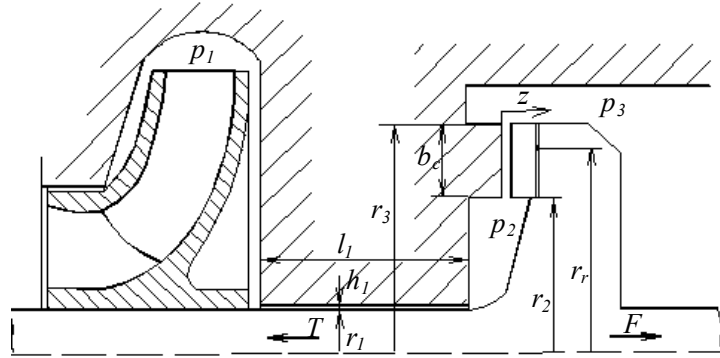


Рисунок 3 – Расчетная схема системы авторазгрузки ротора

При вычислении силы необходимо определить распределение давления жидкости на торцовые поверхности диска гидропалаты. При этом давление в камере гидропалаты p_2 принимают постоянным. Уравновешивающая сила равна [8]:

$$F = p_2\pi(r_2^2 - r_1^2) + F_m - p_3\pi(r_3^2 - r_2^2), \quad (2)$$

где

$$F_m = 2\pi r_m b \left\langle \frac{p_2 + p_3}{2} + \frac{\Delta p_2}{2} \left[\frac{3\Lambda + 3\bar{\beta}}{3} \frac{\zeta_{2m0}}{\zeta_{m0}} + \frac{\zeta_{1o}' + \zeta_{1i}'}{\zeta_{m0}} \right] \right\rangle;$$

$\Delta p_2 = (p_2 - p_3) + 0.3\rho\omega^2 r_m b$ - перепад давления жидкости на торцовом дросселе с учетом инерционного напора;

геометрия торцевой щели: $r_m = (r_2 + r_3)/2$, $b = r_3 - r_2$, $\Lambda = b/2r_m$, $\bar{\beta} = b\beta/(2h_{m0})$, β - угол конусности торцового канала;

коэффициенты гидравлических потерь: $\zeta_{2m0} = \lambda_m b/(2h_{m0})$, для автомоделльной области турбулентного течения

$$\lambda_m = 0,06, \quad \zeta_{1i} = \zeta_{11} / \left((1 - \Lambda)^2 (1 - \bar{\beta})^2 \right), \quad \zeta_{1o} = \zeta_{12} / \left((1 + \Lambda)^2 (1 + \bar{\beta})^2 \right),$$

$$\zeta_{11} = 1,5, \quad \zeta_{12} = 0,2\zeta_{11}, \quad \zeta_{m0} = \zeta_{1i} + \zeta_{2m0} - \zeta_{1o}.$$

Давление в камере разгрузки p_2 в зависимости от величины торцового зазора h_{m0} находится из баланса расходов жидкости через цилиндрический Q_c и торцовый Q_m дроссели:

$$Q_c = Q_m, \quad (3)$$

где $Q_c = g_c \sqrt{p_1 - p_2}$ и $Q_m = g_m \sqrt{p_2 - p_3}$, g_c и g_m - проводимости цилиндрического и торцового дросселей соответственно [1].

Проводимость цилиндрического дросселя g_c зависит от величины радиального зазора и длины щели, которые во время работы не изменяются. Проводимость торцового дросселя g_m зависит от величины торцового зазора гидропаты и обуславливает зависимость давления в камере разгрузки p_2 от величины торцового зазора. Проводимости цилиндрического и торцового дросселей для турбулентных режимов течения:

$$g_c = 2\pi r_1 h_1 [0,5\rho\zeta_{c0}]^{-0.5} \text{ и } g_m = 2\pi r_m h_{m0} [0,5\rho\zeta_{m0}]^{-0.5}, \quad (4)$$

где $\zeta_{c0} = \zeta_{11} + \zeta_{2c} - \zeta_{12}$ - коэффициент суммарных потерь на цилиндрическом дросселе; ζ_{11} и ζ_{12} - коэффициенты потерь на входе и выходе цилиндрического дросселя, и коэффициент потерь по длине канала для цилиндрического дросселя $\zeta_{2c} = \lambda_c l_1 / (2h_1)$. Для турбулентного режима течения $\lambda_c = 0.4$ [1,9];

ζ_{m0} - коэффициент суммарных потерь на торцовом дросселе.

Для нахождения силовых деформаций, обусловленных давлением рабочей среды, в первом приближении можно принять, что давление по радиусу в торцовом дросселе изменяется по линейному закону. Тогда можно найти зависимость угла конусности β от давления в камере гидропаты p_2 . Для численного решения данной задачи можно использовать многоцелевой универсальный программный комплекс ANSYS 11.0, позволяющий определить напряженно-деформированное состояние конструкции методом конечных элементов. Угол конусности находится по максимальным деформациям:

$$\beta = \frac{w_3 - w_2}{b}, \quad (5)$$

где w_2 и w_3 - осевые деформации торцовой поверхности на радиусах r_2 и r_3 соответственно.

На рисунке 4 представлены деформации в зависимости от величины давления в камере гидропаты для традиционной конструкции и конструкции с гидравлически разгруженным упруго установленным вкладышем. Для усовершенствованной конструкции величина деформаций торцовой поверхности меньше, чем для традиционной. Кроме того, подбирая радиус установки резинового уплотнительного кольца, можно свести деформации к минимуму и добиться большей плоскостности канала.

На рисунке 5 показано изменение давления в камере гидропяты в зависимости от торцового зазора. На рисунке 6 приведены статические характеристики.

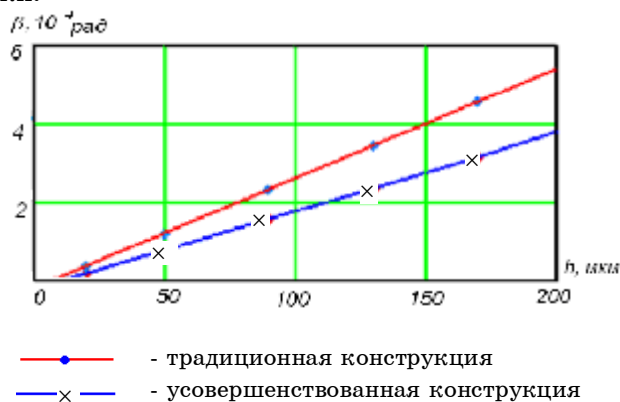


Рисунок 4 – Зависимость угла конусности торцового дросселя от величины торцового зазора

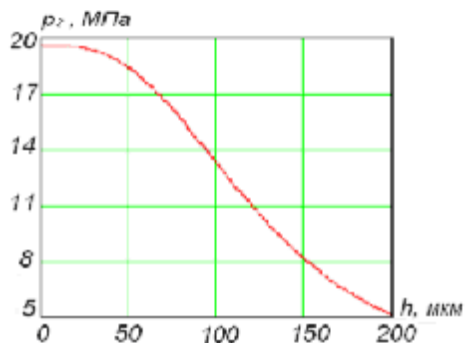


Рисунок 5 – Изменение давления в камере гидропяты от величины торцового зазора

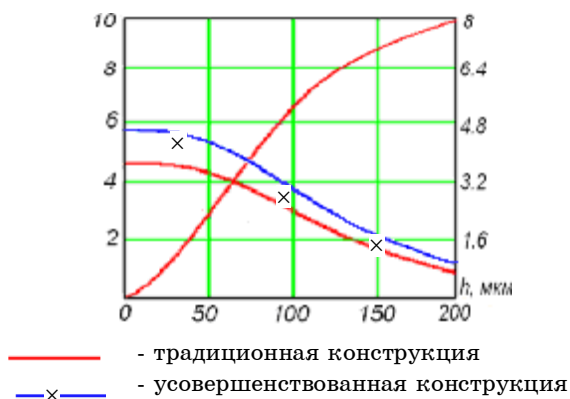


Рисунок 6 – Зависимость осевой силы и расхода от величины торцового зазора

При определенной величине осевой силы величина торцового зазора для усовершенствованной конструкции меньше, что связано с увеличением силы от перепада давления на торцовом дросселе при

уменьшении диффузорности канала. Конусность канала определяется деформациями упруго установленного кольца и не зависит от силовых деформаций диска. Следовательно, работа гидروطы менее зависит от возможных деформаций. Таким образом, усовершенствованная конструкция гидروطы обеспечивает более надежную работу при меньших зазорах, а следовательно меньших расходах и больших к.п.д. насоса.

SUMMARY

CALCULATION METHOD OF THE IMPROVED CONSTRUCTION OF AUTOMATIC DEVICE OF THE AXIAL BALANCING WITH RESILIENT-FIXED HYDRAULICALLY PRESSURE-COMPENSATED BUSH

N. Zuyeva

Sumy State University

The improved construction of automatic device of the axial balancing with hydraulically pressure-compensated bush is considered. Deformations of disk of automatic device traditional construction result no flat surface of face gap, total hydrodynamic force diminishes as a result. It conduces to diminishment of working gap, and, consequently, to the danger of origin of contactless work of device. The hydraulic unloading of bush allows to take no flat surface of face gap to the minimum, extend reliability and economy of device. In work resulted the static calculation this device, showing advantage of a new construction.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.
2. Чегурко Л.Е. Центробежные энергетические насосы, их неисправности и методы устранения. - Челябинск, 2002. - 103 с.
3. Andrzej Korczak. Badania ukladow rownowazacych napor osiowy w wielostopniowych pompach odsrodkowych. - Wyd. Politechniki Slaskiej, Gliwice, 2005. - 161 p.
4. Чегурко Л.Е. Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций. - М.: Энергия, 1978. - 160 с.
5. Чернов А.Е., Коваленко С.А., Передерий Н.В., Кацов С.Н. К вопросу повышения надёжности и экономичности автоматического уравнивающего устройства в высоконапорных центробежных насосах // Праці 11-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Герметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» - «Гервікон-2005»: Суми: Вид-во СумДУ, 2005. - Т 2. - С.213 - 219.
6. Устройство для разгрузки вала от осевых сил А.С. 1733705 СССР, МКИ F 04 D 29/04 / В.А. Марцинковский, И.Б. Боровик, А.Н. Гулый (СССР). - № 4779417/29; Заявлено 09.01.90; Опубл. 15.05.92, Бюл. № 18. - 3 с. ил.
7. Korczak A. Marcinkowski W. Peczkis G. Zagorulko A. Zespył odciążenia siły osiowej w pompie zasilającej kocioł parowy. Zgłoszenie patentowe nr. P-367862, W-wa 2004.
8. Зуева Н.В. Исследование гидродинамических характеристик торцовых дросселей и динамика торцовых уплотнений. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.02.09. - Сумы. - 2007. - 156 с.
9. Jedral W. Turbulentny przepływ cieczy w hydraulicznie ciadkich szczelinach poprzecznych // Archiwum budowy maszyn. - 1981 - Т. XXVIII, №1. - С. 39-53.

Поступила в редакцию 12 мая 2009 г.