

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОПОРНО - УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА С САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИМСЯ РОТОРОМ

С.А. Горовой, доцент Сумского НАУ

***Аннотация.** Гидродинамические силы в щелевых уплотнениях центробежных насосов играют ведущую роль в стабилизации вибрационной активности роторов насосов. Это дает возможность по-новому оценить роль бесконтактных уплотнений проточной части – как опорно-уплотнительных узлов центробежного насоса. Ротор насоса самоустанавливается в симметричных щелевых уплотнениях под действием гидродинамических сил и моментов. Предложенная методика расчета реализует новый проектный подход к созданию элементов проточной части центробежного насоса со щелевыми опорами-уплотнениями.*

***Ключевые слова.** Центробежный насос, щелевое уплотнение, опора-уплотнение, расход жидкости, давление жидкости, напор жидкости, гидродинамические силы, самоустанавливающийся ротор.*

Постановка проблемы в общем виде. Разные типы центробежных насосных агрегатов широко используются в различных технологических процессах промышленности, сельского хозяйства, энергетики, и т.п. С ростом гидравлических параметров насосов возникает потребность в повышении частот вращения роторов, при этом гидроэнергонасыщенная система «ротор-уплотнение» создает основное разрушающее влияние на работоспособность опорных узлов и агрегата в целом. Статистические данные указывают на то, что на долю уплотнительных узлов и внешних подшипниковых опор приходится до 70% всех аварийных случаев центробежных насосов, а именно: поломка вала, механические разрушения оболочек уплотнений, выход из строя подшипников и агрегата в целом [1].

Анализ последних исследований и публикаций. Научно-исследовательские работы многих ученых были посвящены изучению структуры гидродинамических сил и моментов в бесконтактных уплотнениях проточной части центробежных насосов. Расчетные и экспериментальные данные, определяющие величины и направления гидродинамических сил, достаточно подробно приведены в работах [2,3,4]. Характеристика радиальной силы со стороны отвода центробежного насоса представлена в работах [5,6,7]. Гидродинамические силы в уплотнениях могут быть причиной разрушительных автоколебаний ротора, или стабилизировать последний и существенно уменьшить вибрационную активность агрегата в целом [2,3]. Целенаправленная оптимизация вибрационных параметров центробежных насосов реализуется путем усовершенствования динамических характеристик ротора с учетом гидродинамических процессов, протекающих в развитой системе щелевых уплотнений между ротором и статором [4].

Формулирование целей статьи (постановка задачи). В данной работе предлагается по современному оценить технические возможности бесконтактных уплотнений. Идея состоит в совмещении функций динамических опор и уплотнений в едином узле бесконтактного уплотнения центробежного насоса, что существенно упрощает изготовление и эксплуатацию насосного агрегата при значительном уменьшении массогабаритных параметров и удержании в допустимых границах уровня вибраций центробежного насоса. Достижение данной цели осуществляется путем предоставления ротору-колесу возможности свободно самоустанавливаться в статорных оболочках бесконтактных уплотнений и самоуравновешиваться в осевом направлении при наличии ограниченных по амплитуде радиально-угловых и осевых колебаний; при этом сохраняется динамическая устойчивость ротора на разных частотах вращения.

Изложение основного материала исследования. Базовым вариантом центробежного насоса с опорами-уплотнениями может быть насос, рабочий орган - колесо которого имеет возможность радиально-углового и осевого самоустанавливания в двух симметричных щелевых уплотнениях со стороны основного и покрывающего дисков рабочего колеса [8]. Рабочее колесо в процессе вращения все время находится под действием сложной совокупности гидродинамических сил, порожденных протеканием перекачиваемой жидкости через элементы гидравлического тракта насоса, а также под действием силы тяжести ротора. Радиальные силовые факторы, порождаемые проточной частью центробежного насоса – это гидродинамические силы и их моменты в щелевых уплотнениях, а также неуравновешенная радиальная сила со стороны традиционного для центробежных насосов спирального отвода. Осевые силы – это неуравновешенные гидродинамические силы, которые действуют на боковые поверхности рабочего колеса насоса.

Радиальная сила со стороны отвода возникает при отклонении режима работы насоса от расчетного, следствием чего становится перераспределение давлений жидкости на периферии рабочего колеса и возникновение радиально направленной равнодействующей сил давления на колесо. Как вектор, радиальная сила имеет линию действия, проходящую через центр масс колеса [9]. Максимальной величины эта сила достигает на подачах насоса близкой к нулевой, а минимальной – на расчетных режимах.

Значение этой силы можно вычислить по данным работы [6]:

$$F_{\text{отв}} = 0,1 \cdot K \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \rho \cdot g, \quad (1)$$

где: K - коэффициент расхода;

ρ - плотность жидкости;

H - статический напор колеса;

D_2 - внешний диаметр колеса;

b_2 - ширина колеса на выходе;

g - ускорение свободного падения в условиях Земли ($9,81 \text{ м/с}^2$).

С целью практически полной ликвидации силы со стороны отвода целесообразно применить не спиральный отвод, а двухзавитковый вариант отвода. Еще эффективнее использование многозаходного выправляющего аппарата по периферии рабочего колеса. Правда, техническая реализация таких конструкций значительно сложнее, нежели традиционная схема со спиральным отводом.

Принципиальная конструктивная схема самоустанавливающегося в уплотнениях-опорах ротора представляет собой одноступенчатый центробежный насос с двумя симметричными радиальными уплотнениями одинакового диаметра, которые совместно с покрывающими дисками рабочего колеса образуют боковые гидравлические тракты насоса. В первом приближении можно считать, что жидкость в них вращается как твердое тело с угловой скоростью $\omega_{\text{жидкости}}$. С обеих сторон колеса на максимальном радиусе R_2 давление жидкости равняется давлению нагнетания P_2 :

$$P_2 = P_0 + \rho \cdot g \cdot H , \quad (2)$$

где: P_0 - давление подпора на входе в насос.

Вращение жидкости вместе с дисками колеса ведет к снижению давления в боковых гидравлических трактах - пазухах по параболическому закону. Поэтому падение давления в пазухах можно получить как функцию квадрата угловой скорости жидкости и квадратов радиусов, которыми ограничены кольцевые поверхности основного и покрывающего дисков рабочего колеса [3]:

$$P_i = P_2 - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \omega_{\text{жидк.}}^2 \cdot (R_2^2 - r_i^2) \quad (3)$$

где: P_i - давление на i -м радиусе,

r_i - i -й радиус.

Тогда осевая гидростатическая составляющая сил, которые действуют на кольцевые поверхности дисков рабочего колеса от R_2 к R_i , определяется интегралом:

$$T_i = 2\pi \int_{R_i}^{R_2} \rho_i \cdot r_i \cdot dr_i \quad (4)$$

Общая осевая сила представляет собой векторную сумму составляющих сил T_i от всех кольцевых участков с обеих сторон колеса и осевой силы со стороны входной воронки рабочего колеса (сила подпора).

Проектировочный расчет центробежного насоса с совмещенными опорно-уплотнительными узлами проточной части целесообразно вести, используя в качестве базовой математической модели систему уравнений статики и динамики, которыми можно дать описание радиального и осевого равновесия колеса относительно статорных оболочек уплотнений и торцевого пояса устройства осевой разгрузки с учетом радиально-угловых колебаний ротора в уплотнениях. Величины внешних гидродинамических сил и моментов, которые действуют на рабочее колесо насоса, могут быть рассчитаны по данным работы [8].

Все уравнения составляют замкнутую систему, решением которой есть линейные и угловые перемещения колеса центробежного насоса:

$$\begin{cases} a_{11} \cdot \ddot{Z} + a_{12} \cdot \dot{Z} + a_{13} \cdot Z - i \cdot (a_{14} \cdot \omega \cdot \dot{Z} + a_{15} \cdot \omega \cdot Z) - \\ - i \cdot (a_{16} \cdot \ddot{\mathcal{G}} + a_{17} \cdot \dot{\mathcal{G}} + a_{18} \cdot \mathcal{G}) - a_{19} \cdot \omega \cdot \dot{\mathcal{G}} + a_{101} \cdot \omega \cdot \mathcal{G} = a \cdot \omega^2 \cdot \ell^{i\omega t}, \\ \alpha_{11} \cdot \ddot{\mathcal{G}} + \alpha_{12} \cdot \dot{\mathcal{G}} + \alpha_{13} \cdot \mathcal{G} - i \cdot (\alpha_{14} \cdot \omega \cdot \dot{\mathcal{G}} + \alpha_{15} \cdot \omega \cdot \mathcal{G}) - \\ - i \cdot (\alpha_{16} \cdot \ddot{Z} + \alpha_{17} \cdot \dot{Z} + \alpha_{18} \cdot Z) - \alpha_{19} \cdot \omega \cdot \dot{Z} - \alpha_{101} \cdot \omega \cdot Z = \Gamma \cdot \omega^2 \cdot \ell^{i\omega t}, \end{cases} \quad (5)$$

где: a, Γ - статический и динамический дисбалансы рабочего колеса;

$Z = x + i \cdot y$ - радиальная комплексная переменная;

$\mathcal{G} = \mathcal{G}_x + i \cdot \mathcal{G}_y$ - угловая комплексная переменная;

ω - угловая частота вращения ротора-колеса;

a_{ij}, α_{ij} - радиальные и угловые гидродинамические коэффициенты;

$x, y, \vartheta_x, \vartheta_y$ - радиальные и угловые смещения ротора-колеса.

Полное рассмотрение построения системы (5) приведено в работе автора [8].

Общее решение данной системы может быть получено в виде суперпозиции решений уравнений статики, которые определяют радиальное положение центра масс (центра инерции) рабочего колеса, и уравнений динамики, которые определяют амплитуды вынужденных радиально-угловых колебаний и границу динамической устойчивости колеса в щелевых уплотнениях. Эти решения должны обеспечить бесконтактное вращение колеса в совмещенных опорно-уплотнительных узлах в процессе эксплуатации насосного агрегата.

Анализ существующих конструктивных схем центробежных насосов позволяет остановиться на базовой схеме в виде консольного насоса с коэффициентом быстроходности $n_s = 50 \dots 100$. Такой вариант насоса имеет благоприятную форму проточной части и приемлемое соотношение параметров “напор-расход”. Это дает возможность создавать эффективную систему авторазгрузки осевых сил и конструировать опоры-уплотнения требуемой геометрии.

Проектировочный расчет центробежного насоса с совместными опорно-уплотнительными узлами состоит из двух этапов. Первый – это статические расчеты элементов проточной части с целью получения требуемой грузоподъемности опорных узлов и полного уравнивания осевых усилий в рабочем диапазоне “напор-расход” данного насоса. Второй этап – динамические проверочные расчеты щелевых уплотнений с целью вычисления критических частот вращения рабочего колеса относительно радиальных и угловых колебаний колеса в уплотнениях-опорах.

Наиболее важным моментом второго этапа является вычисление границы динамической устойчивости радиально-угловых колебаний колеса в

уплотнениях и границы динамической устойчивости колеса относительно осевых колебаний в элементах автоматической разгрузки осевых усилий.

На этапе статического расчета задаемся геометрической схемой центробежного насоса, исходя из общих особенностей проточной части. Положение статического равновесия колеса определяется симметричным расположением колеса относительно торцевых поясков автоматов осевой разгрузки; в этом положении почти 50% теоретического напора будет отрабатываться на щелевых уплотнениях-опорах и приблизительно 20% - на торцевых поясках авторазгрузки. Такое соотношение напоров наиболее благоприятно с точки зрения статической устойчивости колеса в уплотнениях и других элементах проточной части.

Расчеты геометрических параметров щелевых уплотнений должны удовлетворять выполнению двух ограничений. С одной стороны достижение достаточной грузоподъемности уплотнений, с другой – получение необходимой осевой авторазгрузки рабочего колеса. Этап статических расчетов ведется путем последовательного приближения к нужным параметрам. Первоначально определяется требуемая грузоподъемность одного уплотнения по выражению:

$$F = \frac{1}{2} \cdot (1,5 \cdot m \cdot g + F_{\text{отв.}}), \quad (6)$$

где: m - масса колеса;

$F_{\text{отв.}}$ - сила со стороны отвода, рассчитанная по формуле (1).

Далее определяется базовый перепад давления на уплотнении:

$$\Delta P = P_2 - P_0, \quad (7)$$

где: P_2 - теоретическое давление, которое создается рабочим колесом;

P_0 - давление подпора.

После этого рассчитывается величина радиуса уплотнения по формуле:

$$R = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot l \cdot \Delta P \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_1^2 + \alpha_2^2)} \quad (8)$$

где: $l, \Delta P$ - базовые значения длины и перепада давления на уплотнении;

α_1, α_2 - гидравлические коэффициенты, как функции ΔP - перепада давления и h - базового зазора в уплотнении.

Получив комбинацию $R, l, \Delta P, h$, рассчитываем площадь камер устройства авторазгрузки и максимальное разгрузочное усилие, которое не должно быть меньше, чем величина осевой силы, рассчитанной по формуле (4). Геометрические параметры щелевых уплотнений дают возможность проверить их грузоподъемность по формуле:

$$F_{\text{действит.}} = \frac{1}{2} \cdot h \cdot K_s, \quad (9)$$

где: K_s - коэффициент гидростатической жесткости уплотнения, который рассчитываем по формуле:

$$K_s = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{h} \cdot \pi \cdot R \cdot l \cdot \Delta P \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_1^2 + \alpha_2^2). \quad (10)$$

Сравнение значения силы $F_{\text{действит.}}$ с величиной силы F , определенной по формуле (6), дает нам величину запаса грузоподъемности уплотнения, а также позволяет сделать выводы относительно возможных размеров уплотнения в сторону их уменьшения.

Второй этап проектировочных расчетов соответствует проверочным динамическим расчетам гидравлической системы “колесо-уплотнения-авторазгрузка” с целью получения критических частот вращения для радиально-угловых колебаний колеса в уплотнениях и расчета границы динамической устойчивости, а также оценки устойчивости колеса относительно осевых колебаний в узлах осевой авторазгрузки. Элементы конструкций уплотнений должны обеспечивать амплитуды вынужденных радиально-угловых колебаний не больше половины радиального зазора в уплотнениях относительно положения статического равновесия колеса.

Динамические расчеты содержат определение осевого и экваториального моментов инерции рабочего колеса согласно его геометрической конфигурации, полученной во время статических проектных расчетов первого этапа. Далее, согласно геометрии уплотнений и перепадов

давлений на них, рассчитываются гидродинамические параметры уплотнений. Это дает возможность следующим шагом провести количественную оценку собственных частот ротора и границу его динамической устойчивости. Экспериментальные данные работы автора [8] позволяют рекомендовать эксплуатацию центробежного насоса с совмещенными опорно-уплотнительными узлами в таких диапазонах частот вращения:

- 1) до частоты $0,7 \omega_e$ и выше частоты $1,3 \omega_e$,

где: ω_e - угловая скорость, которая отвечает собственной частоте радиальных колебаний колеса в уплотнениях.

Такой диапазон отвечает конфигурации колеса, у которой гироскопический эффект диска-колеса существенно увеличивает границу динамической стойкости относительно собственной частоты радиальных и угловых колебаний.

- 2) до $0,7 \omega_e$ - для рабочих колес барабанной конфигурации. Для них характерны низкие критические частоты угловых колебаний; амплитуды угловых колебаний значительно превышают амплитуды радиальных колебаний.

В общем случае, работа роторов-колес на частотах вращения больших, чем удвоенная частота собственных радиальных колебаний, возможна лишь в отдельных случаях с применением специальных конструкций уплотнений с подавлением входной закрутки жидкости; однако эти конструкции достаточно трудоемки в изготовлении, поэтому их использование не всегда экономически целесообразно.

Простые гладкие цилиндрические щелевые уплотнения не устраняют закрутку жидкости на входе, что ведет к потере рабочим колесом динамической стойкости приблизительно на границе удвоенных собственных радиальных колебаний. Данное явление объясняется действием дестабилизирующей циркуляционной гидродинамической силы.

Если вследствие проверочных динамических расчетов будут получены результаты неудовлетворительных колебательных режимов, то следует внести изменения в геометрические размеры уплотнений, с целью улучшения динамических свойства колеса в совмещенных опорах-уплотнениях. Уменьшить амплитуды вынужденных колебаний также возможно путем тщательного динамического балансирования ротора-колеса.

Совместно с радиально-угловыми колебаниями рабочее колесо осуществляет также осевые колебания в торцевых зазорах устройств осевой авторазгрузки. С целью предотвращения осевых резонансных режимов необходимо проектировать элементы гидравлической части авторазгрузки без возможности возникновения осевой неустойчивости. Поскольку устройства осевой разгрузки конструктивно имеют вид двусторонней обратной гидравлической пяты, условия осевой устойчивости, по данным работы [2], могут быть сведены к ограничениям, которые накладываются на объемы камер авторазгрузки. Упрощенное условие устойчивости относительно глубины H камеры имеет вид:

$$H < \frac{E \cdot z_6 \cdot (1 + \alpha \cdot u^3)^2}{3 \cdot P \cdot \alpha \cdot u} \quad (11)$$

где: E – модуль упругости жидкости;

z_6 – базовый торцевой зазор обратной гидропята;

u – значение торцевого зазора в равновесном состоянии;

P – давление перед цилиндрической щелью обращенной гидропята;

α – гидравлический коэффициент щели.

Конструктивное значение глубины камеры авторазгрузки H принимается вдвое меньше с целью получения определенного “запаса прочности” с позиций осевой устойчивости колеса в автоматических устройствах осевой авторазгрузки.

Выводы из данного исследования. Вследствие проведения поэтапного проектно-проверочного расчета гидравлического тракта совмещенных опорно-уплотнительных узлов центробежного насоса с

самоустанавливающимся ротором-колесом принимают тот комплекс геометрических параметров уплотнений, который удовлетворяет всем критериям гидростатической грузоподъемности и динамической стойкости для продолжительной работы центробежного насоса в нужном диапазоне напоров-подач. Предложенная методика расчета реализует нетрадиционный проектировочный подход к созданию опорно-уплотнительных узлов проточной части центробежного насоса с самоустанавливающимся в опорах-уплотнениях ротором.

Список использованной литературы.

1. Гроховский Д.В. Динамика центробежных многоступенчатых насосов / Д.В. Гроховский. Обзорная информация / Сер.ХМ-4.-М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. – 56 с.
2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. / В.А. Марцинковский – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
3. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций. / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
4. Беда И.Н. Разработка уточненной модели и исследование динамических характеристик системы ротор-щелевые уплотнения /Дис.... канд. техн. наук. – Москва, 1992. – 192.
5. Ломакин А.А. Питательные насосы типа СВП-220-280 турбоустановки сверхвысоких параметров // Энергомашиностроение. – 1955. – N 2 – с. 1-10.
6. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы / А.И. Степанов- М.: Машгиз, 1960.- 464 с.
7. Исследование радиальных сил в центробежных насосах: труды ВИГМ / В.Б. Шемель, Р.М. Агульник. – Вып. XXIV. – М.: Машгиз, 1959. – с. 26-37.
8. Горовой С.А. Разработка и исследование конструкций «безвальных» центробежных насосов /Дис...канд. техн. наук. – Сумы, 1995. – 233 с.

9. Михайлов А.А. Лопастные насосы / А.А. Михайлов, В.В. Малюшенко – М.: Машиностроение, 1977. – с. 192.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

Горовой Сергей Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры электротехнических систем в АПК (агро-промышленном комплексе) и физики Сумского Национального аграрного университета. Домашний адрес: Украина, Сумская область, г.Сумы, ул. Новоместенская, дом 24, кв. 42. Телефон: (+38) 096 432 577 4, эл.почта: gorovuj64.@gmail.com.

Calculation of the gap seal - bearing for rotor centrifugal pump

Gorovoy S.A.

Summary. The hydrodynamic forces in slot-hole seals of centrifugal pumps play a leading role in stabilization of vibrational activity of rotary tables of pumps. It enables in a new fashion to evaluate a role of contactless seal of a blading section – it the role of reference – strong clusters of a centrifugal pump is removed. Such rotor in proces of the rotation makes joint radial – angular fluctuations. The offered technique of a blading section of a centrifugal pump with slot – hole seals, wich one play a role of the mated reference – strong clusters.

Keyword. Centrifugal pump, gap seal, bearing seal, liquid presse, hydrodynamic forces, hydrodynamic moment, rotor of pump.