

Шевченко С.С.

Институт проблем моделирования в энергетике имени Г.Е. Пухова
Национальной академии наук Украины

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Зростання одиничних параметрів відцентрових машин вимагає вирішення проблем ефективної герметизації ущільнюваних середовищ. Крім герметизації, ущільнювальні системи впливають на вібраційну безпеку обладнання. З метою гармонізації функцій герметизації і підвищення динамічної жорсткості роторів відцентрових машин розроблені моделі різних ущільнювальних систем. Моделі контактних ущільнень – сальникових і торцевих механічних – дають уявлення про механізми герметизації і є основою для подальшого аналітичного дослідження. Модель ущільнення з саморегульованим моментом в парі тертя пояснює механізм регулювання моменту тертя в різних конструкціях контактних ущільнень. Модель імпульсного торцевого ущільнення як системи автоматичного регулювання дозволила виробити єдиний підхід до його розрахунку, побудови статичних характеристик і визначення коефіцієнтів статичної та динамічної жорсткості. Розроблена модель жорсткого ротора з автоматичним урівноважуючим пристроєм служить основою для аналітичного аналізу вимушених коливань ротора, амплітуда яких залежить від віддаленості частоти обертання від власних частот системи ротор – урівноважуючий пристрій. Модель динамічної системи ротор – циліндр ущільнення показує, що при виборі конструкцій циліндричних ущільнень потрібно враховувати не тільки їх пряме призначення – зменшувати об'ємні втрати, але і не менш важливу їх функцію – забезпечувати необхідні вібраційні характеристики ротора. Побудовані моделі різних типів ущільнень дозволяють оцінити вплив їх конструктивних особливостей на динамічні характеристики відцентрових машин. Отримані моделі гідромеханічних систем ротор – ущільнення і ротор – урівноважуючий пристрій дозволяють знаходити рішення задачі підвищення вібраційної надійності відцентрових машин за рахунок правильного вибору конструкції ущільнень.

Ключові слова: герметизація, конструкція ущільнення, модель, динамічна система, вібраційна надійність.

Постановка проблеми. С ростом единичных параметров центробежных машин, таких как давление уплотняемой среды и скорость вращения ротора, возрастают и проблемы, связанные с обеспечением эффективной герметизации уплотняемой среды. Помимо собственно герметизации, уплотнительные системы оказывают все большее влияние на общую эксплуатационную безопасность оборудования, особенно вибрационную [1].

Обеспечить полную герметичность работы современного оборудования, даже применением сложных уплотнительных систем, практически невозможно. Поэтому логично возникает мысль о полезном использовании энергии, которая затрачивается на преодоление уплотняемой средой уплотнений, на улучшение динамических характеристик оборудования. В частности, радиальные и осевые бесконтактные уплотнения, на которых дросселируется огромный перепад давления, могут играть роль статических, а при правильных подходах к проектированию, и

динамических, опор. Это необходимо учитывать при проектировании ответственного энергетического оборудования.

В авиационной и космической технике, где, помимо высоких уплотняемых давлений и скоростей вращения роторов, велики ограничения по весу и габаритам оборудования, применение уплотнений как динамических опор особенно важно. При правильном проектировании уплотнения могут ужесточать гибкий ротор, обеспечивая требуемую вибрационную надежность.

Условия работы уплотнений и возлагаемые на них функции отличаются большим разнообразием. Кроме центробежных насосов и компрессоров они широко применяются в системах гидро- и пневмоавтоматики, в гидро- и пневмоприводах (гидроцилиндры, плунжеры, золотники, регулируемые дроссели, клапаны), в приборах с неуплотненным поршнем, в запорной, регулирующей и предохранительной арматуре, в различных поршневых машинах (поршневые кольца), в гидравли-

ческих, паровых и газовых турбинах (лабиринтные уплотнения). Радиальные и торцовые, контактные и бесконтактные уплотнения – во всех этих конструкциях большое значение имеют как расходные, так и динамические характеристики [1].

Динамические характеристики особенно важны для уплотнений быстроходных роторов. Уплотнения, помимо функции уплотнять, выполняют не менее важную функцию – улучшать вибрационное состояние ротора. К сожалению, эти функции, как правило, находятся во взаимном противоречии: конструктивные меры, направленные на повышение гидравлического сопротивления, чаще всего ухудшают динамические качества уплотнений, их гидростатическую жесткость и демпфирование [2]. Усилия конструкторов направлены на гармонизацию этих функций.

Особенность центробежных машин состоит в том, что перечисленные задачи взаимосвязаны и в большинстве случаев могут быть удовлетворительно решены за счет правильного выбора конструкции уплотнений.

Анализ литературы. В процессе создания центробежных насосов на любые параметры, помимо отработки экономичной проточной части, первостепенными задачами являются снижение вибраций, обеспечение требуемой надежности и долговечности опор и приводных муфт, разработка надежных и достаточно герметичных уплотнений [1].

В центробежных насосах до 10% потребляемой мощности теряется на протечки через щелевые уплотнения рабочих колес и системы авторазгрузки осевых сил [2]. Энергию объемных потерь можно превратить в полезную энергию, если щелевые уплотнения использовать одновременно как гидростатические опоры, способные обладать не только большой радиальной жесткостью, но и эффективно демпфировать колебания ротора [3]. В этом случае энергия протечек не только может обеспечить необходимую несущую способность опор, но и, что важно, снизить до допустимого уровня вибрации ротора даже при наличии значительной неуравновешенности [4]. Влияние среды особенно существенно при наличии больших градиентов скоростей и давлений, что характерно для малых зазоров щелевых уплотнений, на которых дросселируются большие перепады давления, а одна из стенок принадлежит вращающемуся и вибрирующему ротору [5].

Как указано в работе [6] ротор и щелевые уплотнения представляют замкнутую гидромеха-

ническую систему. Этим обусловлена основная особенность и сложность проблем динамики роторов центробежных машин. Уплотнения не только изменяют критические частоты ротора, но и существенно влияют на амплитуды его вынужденных колебаний и на границы его устойчивости [7].

Динамические характеристики щелевых уплотнений как промежуточных опор исследованы в работе [8]. В ней получены линеаризованные выражения радиальных гидродинамических сил и моментов, действующих на ротор со стороны потока жидкости в зазоре щелевого уплотнения. Силовые характеристики определяются геометрическими и режимными параметрами уплотнений: начальной конусностью и радиальным зазором, длиной и средним радиусом канала, дросселируемым перепадом давления, частотой вращения ротора, закруткой потока на входе в зазор, физическими свойствами жидкости. Анализ влияния щелевых уплотнений на динамику ротора позволяет выбирать их конструкцию так, чтобы во всем рабочем диапазоне уровень вибраций ротора не выходил за допустимые пределы [9].

Однако проблемы динамики роторов в щелевых уплотнениях несколько обойдены вниманием, поскольку для их решения требуется знание гидродинамических характеристик щелевых уплотнений. А это отдельная задача гидродинамики трехмерных нестационарных течений вязкой жидкости в кольцевых каналах, стенки которых вращаются и одновременно совершают радиально-угловые колебания.

Постановка задания. Цель статьи – построение моделей различных уплотнений и гидромеханической системы ротор – уплотнения, описывающих влияние конструктивных особенностей уплотнений на динамические характеристики центробежных машин.

Изложение основного материала.

Сальниковые уплотнения

Исследования распределения давления жидкости и изменения контактных давлений [10] показали, что по мере увеличения давления герметизируемой жидкости в уплотнении выделяется два последовательно расположенных участка. Со стороны герметизируемой жидкости имеется участок, на котором давление жидкости в зазоре изменяется незначительно. Набивка на этом участке либо не создает больших контактных давлений, либо полностью отжата от вала. На втором участке, длина которого уменьшается по мере роста давления жидкости, происходит основное

дросселирование давления жидкости. На этом участке создаются максимальные контактные давления набивки на вал, превышающие давление уплотняемой среды. Характер распределения давления жидкости на этом участке сходен с распределением давления жидкости в сальниковом уплотнении при низком давлении.

Таким образом, логично формируется модель механизма герметизации сальникового уплотнения как сочетание двух последовательно расположенных гидравлических сопротивлений: предвключенного сопротивления аналогичного щелевому дросселю и контактного уплотнения, где происходит непосредственная герметизация вала. При этом предвключенный участок, находящийся под действием практически полного давления герметизируемой жидкости, создает значительные напряжения в пакете набивки. При деформации последнего создаются контактные напряжения на рабочем участке. Величина этих напряжений определяется давлением герметизируемой жидкости, физико-механическими свойствами и размерами набивки. Существенную роль играет форма опорных поверхностей и схема приложения нагрузки, определяемая конструкцией узла.

В модели сальникового уплотнения в качестве фильтрующего слоя выступает контактирующая с валом поверхность набивки. Высота его микронеровностей определяется структурой плетения и диаметром волокон плетеной сальниковой набивки. Данная физическая модель механизма герметизации (рис. 1) позволяет объяснить основные особенности работы уплотнения и может явиться базой для аналитического исследования.

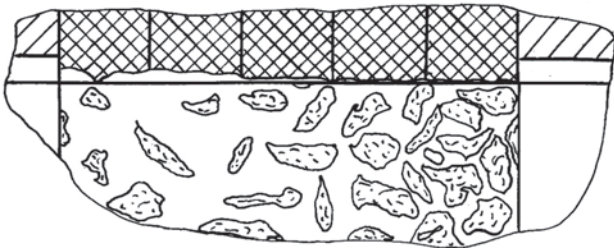


Рис. 1. Физическая модель механизма герметизации

Долговечность сальникового уплотнения определяется комплексом связанных между собой параметров. Из параметров, характеризующих процесс герметизации, в наибольшей степени влияют на долговечность набивки величина и распределение контактного давления на вал и условия смазки.

Торцовые механические уплотнения

Торцовое уплотнение представляет собой динамическую систему [11], упрощенная структурная схема которой (рис.2) дает представление о взаимодействии основных ее элементов, о характере их передаточных функций, о внешних воздействиях и выходах системы и позволяет определить задачи расчета передаточных функций элементов и дать оценку реакции системы на внешние воздействия. Сложность процессов термогидроупругости, трения и изнашивания не позволяет дать точное определение большинству передаточных функций элементов системы. Поэтому расчет приходится ограничивать приблизительными оценками и сравнением вновь проектируемых уплотнений с проверенными в эксплуатации аналогами.

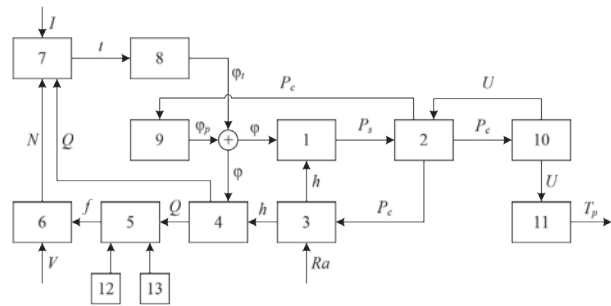


Рис. 2. Структурная схема уплотнения:

1 – гидростатическое давление в зазоре; 2 – контактное давление; 3 — торцовый зазор; 4 – протечки; 5 – режим трения; 6 – потери на трение; 7 – тепловое состояние; 8 – температурные деформации; 9 – силовые деформации; 10 – износ; 11 – ресурс; 12 – антифрикционные свойства материалов; 13 – характеристики уплотняемой среды

Саморегулируемые контактные уплотнения

В конструкциях уплотнений с саморегулируемым моментом в паре трения (рис. 3) [12] устранен недостаток, характерный для традиционных конструкций.

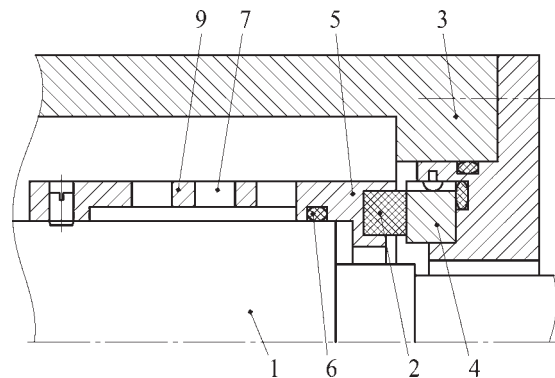


Рис. 3. Саморегулируемое торцовое уплотнение

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 обеднённой 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 её 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. 4 приведена модель 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 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 – обойму, 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.

Подобным образом можно регулировать момент трения в различных конструкциях контактных уплотнений. Предложенный принцип регулирова-

ния допускает различные варианты исполнения, отличающиеся механизмом преобразования поворота аксиально подвижного кольца в его осевое смещение, т.е. механизмом обратной связи.

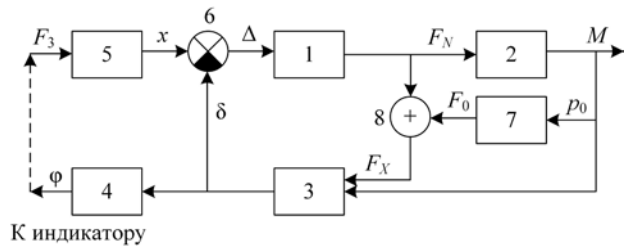


Рис. 4. Модель саморегулируемого уплотнения

Импульсные торцовые уплотнения

Импульсные торцовые уплотнения как альтернатива механическим и гидростатическим торцовым уплотнениям появились в процессе создания уплотнений роторов главных циркуляционных насосов АЭС [1]. Всесторонние экспериментальные исследования и натурные испытания показали, что такие уплотнения удовлетворяют жестким требованиям по надежности, герметичности и ресурсу, предъявляемым к основному оборудованию АЭС. Благодаря этому импульсные уплотнения привлекли внимание разработчиков высокооборотных центробежных машин и для других отраслей промышленности [13].

Простейшая конструкция одноступенчатого импульсного уплотнения (рис. 5) отличается от механического торцового уплотнения тем, что на торцевой поверхности аксиально-подвижного кольца 1 расположены замкнутые камеры 2, а на вращающемся опорном кольце 6 сделано несколько радиальных каналов-питателей 5, открытых в сторону уплотняемой полости. Через эти каналы уплотняемая среда под уплотняемым давлением p_1 впрыскивается в камеры за те короткие промежутки времени $t_c = \beta_c / \omega$, в течение которых вращающиеся каналы 5 проходят мимо камер 2. В эти моменты давление p_2 в камерах скачкообразно повышается до величины $p_{2\max} = p_1$ за вычетом инерционного напора $p_* = 0,5\rho(r_3^2 - r_2^2)\omega^2$, который возникает во вращающихся радиальных каналах-питателях.

Для выбора конструктивных параметров, обеспечивающих требуемые характеристики уплотнений в заданном диапазоне изменения давления, необходима разработка методов их расчёта.

Рассматривая уплотнения в виде систем автоматического регулирования (рис. 6), можно выработать единый подход к их расчету, который сводится к построению статических характеристик, то есть зависимости зазора и расхода от внешних

воздействий, и определению коэффициентов статической и динамической жесткости.

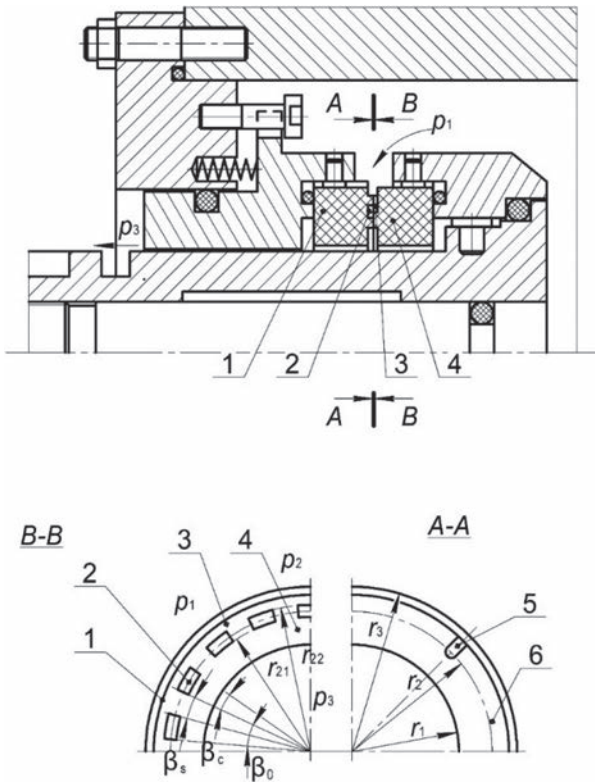


Рис. 5. Схема импульсного торцевого уплотнения



Рис. 6. Модель импульсного уплотнения как системы автоматического регулирования

Основные формулы для расчета импульсных уплотнений приведены в таблице 1.

Автоматические уравнивающие устройства как уплотнительные системы

В настоящее время для крупных высоконапорных многоступенчатых насосов самым эффективным способом уравнивания осевых сил является использование автоматических уравнивающих устройств – гидропят [14]. Гидропятя (рис. 7) содержит цилиндрический дроссель 1, неподвижное опорное кольцо (подушку) 2, торцовый дроссель 3, камеру 4, разделяющую цилиндрический и радиальные дроссели, а также жестко закрепленный на валу разгрузочный диск 5, выполняющий роль упорного подшипника.

Полный перепад давления $\Delta p = p_1 - p_3$ на пяте соответствует разности между давлением нагнетания p_1 и давлением в камере за гидропятной. Часть

общего перепада давления $\Delta p_2 = p_2 - p_3$ дросселируется на торцовом зазоре 3, проводимость которого зависит от ширины зазора z , т.е. от осевого положения ротора. Если под действием избыточной осевой силы ротор смещается влево, то зазор z уменьшается, а давление увеличивается, восстанавливая равенство силы T , действующей на ротор, и силы F_z , действующей на разгрузочный диск. Таким образом, гидропятя автоматически поддерживает осевое равновесие ротора. Ротор центробежного насоса с системой авторазгрузки имеет свободу осевых перемещений в пределах торцового зазора гидропятя. В простейшем случае ротор как абсолютно твердое тело совершает одномерные осевые колебания, характеристики которых определяются параметрами системы уравнивания. Кроме того, в цилиндрическом дросселе возникают гидродинамические радиальные силы, определяющие характер радиальных колебаний ротора. Одна из них – сила гидростатической жесткости – пропорциональна дросселируемому перепаду давления $\Delta p_1 = p_1 - p_2$, т.е. прямо зависит от давления p_2 в камере, а значит, и от осевых колебаний. Следовательно, радиальные и осевые колебания оказываются взаимосвязанными.

В процессе работы насоса на ротор действуют близкие к гармоническим возмущения в виде пульсаций давления нагнетания и осевой силы. Частота пульсаций равна или кратна частоте вращения. Под действием этих возмущений ротор совершает вынужденные колебания, амплитуда которых зависит от удаленности частоты вращения от собственных частот системы ротор-уравнивающее устройство. На рис. 8 приведена простейшая модель одномассового жесткого ротора с автоматическим уравнивающим устройством.

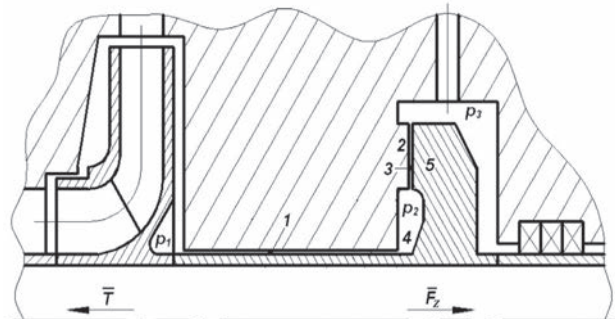


Рис. 7. Гидропятя

Модель динамической системы «ротор – щелевые уплотнения»

Влияние среды особенно существенно при наличии больших градиентов скоростей и давлений, что характерно для малых зазоров щелевых уплотнений, на которых дросселируются большие перепады давления, а одна из стенок принадлежит вращающемуся и вибрирующему ротору [15].

Упрощенная структурная схема системы ротор – щелевые уплотнения, показана на рис. 9. Радиальные (x, y) и угловые (ϑ_x, ϑ_y) колебания ротора во многом определяются гидродинамическими силами (F) и моментами (M), возникающими в уплотняющих зазорах (в кольцевых дросселях), а сами силы и моменты зависят от характера движе-

Таблица 1

Характеристики импульсных уплотнений

Определяемые характеристики	Выражения
Статическая характеристика	$u = \left\{ \frac{\alpha_{e1} \frac{\bar{T}_p}{T_n} \Omega}{\frac{\chi}{\Delta\Psi} + K - \alpha_{e3} - \alpha_{e1} \frac{t_{cn} - \bar{T}\Omega_c}{T_n}} \right\}^{1/3}$
Расходная характеристика	$\bar{Q} = u^3 \Delta\Psi \alpha_{e3} \left[1 + \alpha_{31} \frac{t_{cn}/\Omega - \bar{T}_c + \bar{T}_p/u^3}{T_n} \Omega \right]$
Условие динамической устойчивости без учета вязкого трения	$V_0 < \frac{A_s E z_0 g_{s0}}{3(1 + n_i)(k_1 g_{30} - k_3 g_{10})(p_{10} - p_{30})}$
Постоянные времени, весовые коэффициенты, безразмерные давления и проводимости	$T_c = \frac{\bar{T}_c}{G(u)}, \bar{T}_c = \frac{V_0}{E g_i}, G(u) = 1 + (\alpha_{1i} + \alpha_{3i})u^3; T_p = \frac{\bar{T}_p}{u^3}, \bar{T}_p = \frac{V_0 \alpha_{e3}}{E g_{1n}};$ $G_c = \frac{1}{G} [(1 + \alpha_{1i} u^3) p_1 + \alpha_{3i} u^3 p_3], G_p = \alpha_{e3} p_1 + \alpha_{e1} p_3;$ $\alpha_{e3} = \frac{g_{en}}{g_{3n}}, \alpha_{e1} = \frac{g_{en}}{g_{1n}} = 1 - \alpha_{e3};$ $\alpha_{1i} = \frac{g_{1n}}{g_i}, \alpha_{3i} = \frac{g_{3n}}{g_i}, \alpha_{31} = \frac{g_{3n}}{g_{1n}}; g_{en} = \frac{g_{1n} g_{3n}}{g_{1n} + g_{3n}}, g_e = g_{en} u^3.$
<p>Обозначения:</p> <ul style="list-style-type: none"> – безразмерная частота вращения ротора; K - коэффициент нагрузки $\Delta\Psi$ – безразмерный уплотняемый перепад давления. χ – безразмерное усилие предварительного сжатия пружин t_c – время, в течение которого питатель проходит мимо камеры; $\bar{T} = 2\pi/n_i\omega$ – время между очередными впрысками T_c, T_p – постоянные времени сжатия и расширения u – безразмерный торцовый зазор V_0 – объем камеры A_s – площадь рассматриваемого элемента торцового зазора z – осевая координата или торцовый зазор g_{s0} – суммарная проводимость для установившегося зазора n_i, n_c – число питателей и камер соответственно k_1, k_3 – весовые коэффициенты g_i, g_1, g_3 – гидравлические проводимости питателя, внутреннего и наружного торцовых дросселей G, G_c, G_p – безразмерные проводимости p_1, p_3 – уплотняемое давление и противодействие Q – утечки через уплотнения; E – модуль упругости жидкости; Нижние индексы n – номинальные значения; 0 – установившиеся значения; c – принадлежность к периоду сжатия жидкости в камере; p – принадлежность к периоду расширения жидкости в камере. 	

ния ротора. Еще одна обратная связь существует между геометрической формой зазора (средний радиальный зазор H и конусность ϑ_2) и давлением в зазоре $p(z, \varphi)$: деформации уплотнительных колец определяются распределением давления, которое очень чувствительно к изменению величины и формы зазора.

Таким образом, при выборе конструкции щелевых уплотнений нужно учитывать не только их прямое назначение – уменьшать объемные потери, но и не менее важную их функцию – обеспечивать необходимые вибрационные характеристики ротора.

На рис. 10 показана модель щелевого уплотнения, которая представляет собой кольцевую дроссель, образованный внутренним цилиндром (валом) с малым углом конусности ϑ_A и внешним цилиндром (втулкой) с углом конусности ϑ_B ; суммарный угол конусности канала $\vartheta_0 = \vartheta_B - \vartheta_A$. Параметр конусности канала $\theta_0 = \vartheta_0/2H$, $|\theta_0| \leq 1$. Вал и втулка вращаются вокруг собственных осей с частотами собственного вращения ω_1, ω_2 . Сами оси вращаются вокруг неподвижного центра O с частотами прецессии ω_1, ω_2 , а также совершают радиальные и угловые колебания.

Выводы. Построены модели различных типов уплотнений, которые позволяют оценить влияние их конструктивных особенностей на динамические характеристики центробежных машин.

Полученные модели гидромеханических систем ротор – уплотнения и ротор – уравнове-

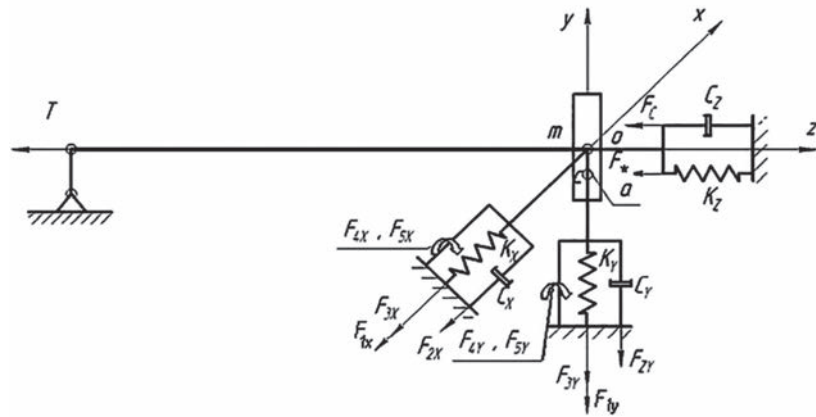


Рис. 8. Одномассовая модель жесткого ротора с автоматическим уравновешивающим устройством

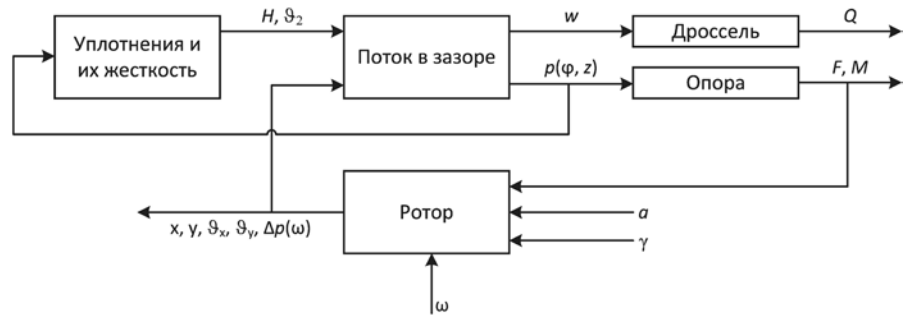


Рис. 9. Модель гидромеханической системы ротор – щелевые уплотнения

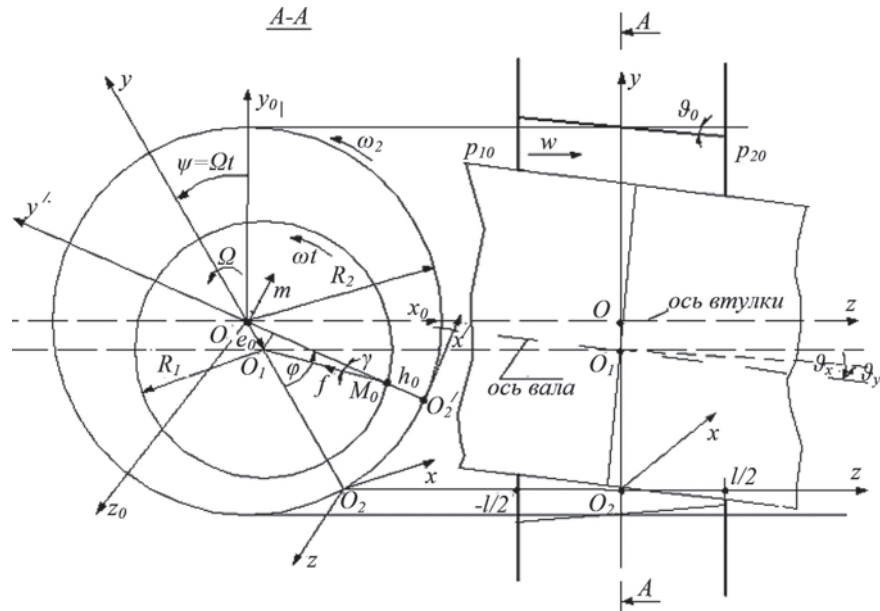


Рис. 10. Расчетная схема щелевого уплотнения с подвижной втулкой

шивающее устройство позволяют находить решение задачи повышения вибрационной надежности центробежных машин за счет правильного выбора конструкции уплотнений.

Список литературы:

1. Марцинковский В.А., Шевченко С.С. «Насосы атомных электростанций: расчет, конструирование, эксплуатация»: монография / под общ. ред. С.С. Шевченко. Сумы : ЧФ «Издательство «Университетская книга», 2018. 472 с.
2. Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения: теория и практика. Сумы: Изд-во Сумского госуниверситета, 2005. 416 с.
3. Марцинковский В.А. Радиально-угловые колебания ротора центробежной машины в щелевых опорах-уплотнениях. / Zeszyty naukowe politechniki Świętokrzyskiej. Mechanika ,54. Kielce ,1995, s. 247–259.
4. Марцинковский В. А. Динамика роторов центробежных машин: монография. Сумы : СумГУ, 2012. 562 с.
5. Korczak A., Marcinkowski W., Peczkis G. Wpływ szczelin uszczelniających na dynamikę zespołu wirującego pompy odśrodkowej. Politechnika śląska. Prace naukowe, 2007, Z. 18, s. 161–170.
6. Kundera Cz, Marcinkowski W. The effect of the annular seal parameters on the dynamics of the rotor system. Int. Journal of Applied Mechanics and Engineering. 2010, V.15, N 3, p.p. 719–730.
7. Marcinkowski W., Kundera Cz. Teoria konstrukcji uszczelnien bez-stykowych. Kielce: Wyd-wo Politechniki Świętokrzyskiej, 2008. 443 s.
8. Yamamoto T., Ishida Y. Linear and nonlinear rotor dynamics. A modern treatment with applications / T. Yamamoto, Y. Ishida. New York, John Willey&Sons, 2001. 326 p.
9. Vijaykumar, A., Morrison, G. (2010). Numerical Simulation of the Flow Field in a Statically and Dynamically Eccentric Annular Seal with Non-circular Whirl Orbits. FEDSM, 1(Parts A, B and C), pp. 731–761. Canada.
10. S. S. Shevchenko, “Design Improvement of Stuffing Box Seals of Centrifugal Pump Shafts, Based on the Study of the Sealing Mechanism Physical Model,” Journal of Mechanical Engineering, vol. 23, no. 2, Jun. 2020, doi: 10.15407/pmach2020.02.041.
11. S. S. Shevchenko, “Computational method for mechanical seal as a dynamic system,” Elektronnoe Model., vol. 45, no. 5, pp. 66–81, 2020, doi: <https://doi.org/10.15407/emodel.42.05.066>.
12. S. S. Shevchenko and M. S. Shevchenko, “Calculation of Contact Seals as Automatic Control Systems with Inverse Feedback,” Elektronnoe modelirovanie, vol. 42, no. 3, pp. 99–110, May 2020, doi: 10.15407/emodel.42.03.099.
13. Development and application of double pulse gas-liquid seals / V. Martsynkovskyy, Y. Gaft, B. Gromyko, O. Chernov// Proc. of 16th International Conference on Fluid Sealing, 18–20 September, 2000. Brugge, Belgium, 2000. P. 255–26
14. Марцинковский В.А. Основы динамики роторов : монография. Сумы: СумГУ, 2009. 307 с.
15. Марцинковский В.А. Радиально- угловые колебания ротора центробежной машины в щелевых опорах-уплотнениях. Zeszyty naukowe politechniki Świętokrzyskiej. Mechanika ,54. Kielce ,1995, s. 247–259.

Shevchenko S.S. DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODELS OF SEALING SYSTEMS

The growth of the unit parameters of centrifugal machines requires solving the problems of effective sealing of the sealed media. In addition to sealing, sealing systems affect the vibration safety of equipment. In order to harmonize the sealing functions and increase the dynamic rigidity of the rotors of centrifugal machines, models of various sealing systems have been developed. Such models of contact seals as stuffing box and mechanical seals give an idea of the sealing mechanisms and are the basis for further analytical research. The self-adjusting torque seal model in a friction pair explains the friction torque control mechanism in various contact seal designs. The model of an impulse mechanical seal as an automatic control system made it possible to develop a unified approach to its computation, plotting of static characteristics and determination of the coefficients of static and dynamic stiffness. The developed model of a rigid rotor with an automatic balancing device serves as the basis for the analysis of forced rotor oscillations, the amplitude of which depends on the remoteness of the rotation frequency from the natural frequencies of the rotor-balancing device system. The model of the dynamic system rotor-groove seals shows that when choosing designs of groove seals, it is necessary to take into account not only their direct purpose, which is to reduce volumetric losses, but also their equally important function to provide the necessary vibration characteristics of the rotor. The constructed models of various types of seals make it possible to assess the impact of their design features on the dynamic characteristics of centrifugal machines. The obtained models of hydromechanical systems rotor-seals and rotor-balancing device allow finding a solution to the problem of increasing the vibration reliability of centrifugal machines due to the correct choice of the seal design.

Key words: sealing, seal design, model, dynamic system, vibration reliability.