

Министерство образования и науки Украины
Сумский государственный университет
НПО "Гидромаш" (Москва, Россия)



ГЕРВИКОН
HERVICON

• 2002

ТРУДЫ

**10-й МЕЖДУНАРОДНОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ**

***"Герметичность, виброненадежность и
экологическая безопасность насосного и
компрессорного оборудования"***

ТОМ 2



**10 - 13 сентября 2002 г.
г. Сумы, УКРАИНА**

ББК 34.6 – 01
Т78

Укладач
канд. техн. наук *Савченко Є.М.*

Відповідальний за випуск
канд. техн. наук *Загорулько А.В.*

Т 78 **Праці 10-ї Міжнародної науково-технічної конференції “Герметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання” – “ТЕРВІКОН – 2002”:**
В 3 т. – Суми: Вид-во СумДУ, 2002. – Т 2. – 260с. – Російською мовою.

У другому томі містяться доповіді, присвячені широкому колу питань, пов'язаних з дослідженнями і проектуванням вузлів опор і ущільнень відцентрових машин, їхніми розрахунками на міцність і вібронадійність, а також дослідженнями і проектуванням насосного і компресорного обладнання, спрямованими на підвищення його ефективності і надійності.

Становить інтерес для науково-технічних робітників насосо- і компресоробудування, а також для студентів і аспірантів відповідних спеціальностей.

ББК 34.6-01

ISBN 966-7668-84-3
ISBN 966-7668-86-X (Т.2)

© Вид-во СумДУ, 2002

СОУЧРЕДИТЕЛИ И СПОНСОРЫ КОНФЕРЕНЦИИ

ЗАО «НПО «Гидромаш»»
(Москва, Россия),

ОАО «НПО «ЭНЕРГОМАШ»»
(Химки, Россия),

ДУП «Турбонасос» ФГУП «КБ химавтоматики»
(Воронеж, Россия),

«Гидромаш-Герм ЛТД»
(Москва, Россия),

ОАО «НПО им. М.В. Фрунзе»
(Сумы, Украина),

ООО «ТРИЗ»
(Сумы, Украина),

ОАО «ВНИИАЭН»
(Сумы, Украина),

ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш»
(Сумы, Украина),

ОАО «Сумский завод «Насосэнергомаш»»
(Сумы, Украина)

ИНФОРМАЦИОННЫЕ СПОНСОРЫ

журнал *«Химическое и нефтегазовое машиностроение»*
(Россия),

журнал *«Компрессорная техника и пневматика»*
(Россия),

журнал *«Химическая техника»* (Россия),

журнал *«Машинознание»* (Украина)

ПРОГРАММНЫЙ КОМИТЕТ

- Марцинковский В.А.* – *сопредседатель*, д.т.н., проф., засл. деятель науки и техники Украины, зав. каф. общей механики и динамики машин Сумского госуниверситета, г. Сумы, Украина;
- Покровский Б.В.* – *сопредседатель*, д.т.н., проф., ген. директор ЗАО «НПО «Гидромаш»», г. Москва, Россия;
- Антошевский Б.* – д.т.н., проф. Технического университета, г. Кельце, Польша;
- Белоусов А.И.* – д.т.н., проф. Самарского аэрокосмического ун-та им. С.П. Королева, г. Самара, Россия;
- Валухов С.Г.* – д.т.н., проф., директор ДУП «Турбонасос» ФГУП «КБ Химавтоматики», г. Воронеж, Россия;
- Волков Н.И.* – д.т.н., проф., проректор Сумского государственного университета, г. Сумы, Украина;
- Гавлиньский М.* – доктор наук, проф. Вроцлавского технического университета, г. Вроцлав, Польша;
- Гафт Я.З.* – д.т.н., ген. директор фирмы «Гидромаш-Герм ЛТД», г. Москва, Россия;
- Голубев А.И.* – д.т.н., проф., гл. научн. сотр. фирмы «Гидромаш-Герм ЛТД», г. Москва, Россия;
- Голуб М.В.* – д.т.н., проф. Брестского государственного технического университета, Брест, Беларусь;
- Громыко Б.М.* – к.т.н., директор головного научно-конструкторского центра ОАО «НПО «Энергомаш»» им. акад. Глушко, г. Химки, Россия;
- Кревсун Э.П.* – д.т.н., проф., Объединенный институт энергетических и ядерных исследований НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь;
- Кундера Ч.* – д.т.н., проф. Технического университета, г. Кельце, Польша;
- Отмяновский Т.* – д.т.н., проф. Технического университета, г. Кельце, Польша;
- Осецкий Я.* – д.т.н., проф. Технического университета, г. Кельце, Польша;
- Симоновский В.И.* – д.т.н., проф., зав. каф. прикладной механики Сумского национального аграрного ун-та, г. Сумы, Украина;
- Тарельник В.Б.* – д.т.н., проф. Сумского национального аграрного университета, г. Сумы, Украина.

СОДЕРЖАНИЕ

1	Мельник В.А. <i>Щелевое уплотнение с деформируемой втулкой</i>	8
2	Гафт Я.З., Громыко Б.М., Марцинковский В.А. <i>Уплотнения с плавающими кольцами: новый подход к расчету и конструированию.</i>	16
3	Новиков Д.К., Балякин В.Б., Канунников П.И. <i>Создание гидродинамической модели демпфера жидкостного трения</i>	24
4	Сологубов Д.Н., Иванов Р.Г., Касимцев В.В. <i>Создание оптимального микрорельефа на поверхности валов с твердым гальваническим покрытием применительно к контактным уплотнениям</i>	30
5	Кузнецов Э.Г., Пономаренко В.В., Чернов А.Е., Громыко Б.М. <i>Экспериментальные исследования затворного импульсного торцового уплотнения</i>	33
6	Гафт Я.З., Марцинковский В.А., Загорулько А.В. <i>Механизм герметизации и расчет радиальных сальников</i>	46
7	Загорулько А.В., Марцинковский В.А., Гафт Я.З. <i>Модель смешанной смазки в торцовом сальниковом уплотнении</i>	58
8	Чурилова В.Е., Кислицына И.В., Кравченко В.А. <i>Опыт расчета и проектирования автоматических уравнивающих устройств центробежных машин</i>	69
9	Тарасевич Ю.Я. <i>Оценка устойчивости колебаний стенки плоского канала при нестационарном течении жидкости</i>	80
10	Сафонов А.В. <i>Применение конечно-элементных методов расчета для анализа динамических характеристик роторных систем</i>	88
11	Горовой С.А. <i>Динамическая устойчивость рабочего органа турбонасосного агрегата пластовой жидкости</i>	98
12	Савоненко В.И. <i>Нелинейная гидродинамическая модель опорного сегментного подшипника (стационарная задача)</i>	104
13	Савоненко В.И. <i>Нелинейный резонансно-параметрический анализ роторных систем центробежных машин на опорных сегментных подшипниках</i>	111
14	Попов В.П., Зайцев И.Г. <i>Исследование работы уплотнений и опор поршневого компрессора сухого сжатия</i>	122
15	Валюхов С.Г., Булыгин Ю.А., Кретинин А.В. <i>Методика управляемого эксперимента при поиске оптимального технического решения</i>	128

- 16 Бородай М.В., Ржебаева Н.К. *Применение методов оптимального проектирования при разработке оптимальных подводящих устройств центробежных насосов с низким n_s* 133
- 17 Вертячих А.В., Стеценко А.А. *Влияние неравномерности потока, формируемого боковым подводом, на энергокавитационные и виброшумовые характеристики лопастных насосов* 137
- 18 Иванюшин А.А., Луговая С.О., Олыштынский П.Л., Шендрик В.В. *Немодельные изменения в проточной части и их влияние на характеристики насосов с открытыми колесами* 146
- 19 Белоусов А.И., Медников М.В. *Алгоритмизация выбора конструктивно-силовых схем турбомашин* 152
- 20 Витошкин А.А., Ярославцев С.В., Дедов С.А. *Неустойчивые режимы работы центробежного насоса с предвключенным шнеком* 161
- 21 Ярославцев С.В., Морозов Г.А. *Моделирование и управление динамическими процессами в установке по перекачке отвалных хвостов металлургического производства* 171
- 22 Повеквечных С.А., Крюков В.С., Сухочев Г.А. *Вопросы подготовки производства при освоении выпуска многономенклатурного насосного оборудования* 178
- 23 Анкудинов А.А., Васин В.А., Ермилов Л.Н., Пайчадзе Б.Б. *Опыт ОАО КТЗ в разработке и эксплуатации насосов для тепловых электростанций* 189
- 24 Твердохлеб И.Б. *Современное состояние и перспективы развития насосного оборудования для систем поддержания пластового давления* 199
- 25 Евтушенко А.А., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б. *Состояние и перспективы использования многоступенчатых лопастных насосов с рабочими колесами плавающего типа* 205
- 26 Жаров Г.А. *Результаты исследования рабочего процесса в центробежном колесе* 210
- 27 Заец В.В., Цвык Н.И., Чернов А.Е., Галета Л.А. *Использование трехмерного компьютерного моделирования при проектировании узлов центробежных насосов* 221
- 28 Косторной С.Д., Давиденко А.К., Косторной А.С. *Методологические аспекты построения моделей турбулентности при численном решении уравнений Рейнольдса* 229
- 29 Кочевский А.Н. *Расчет осесимметричных закрученных течений в прямоосных каналах* 241

ЩЕЛЕВОЕ УПЛОТНЕНИЕ С ДЕФОРМИРУЕМОЙ ВТУЛКОЙ

SLOTTED CONDENSATION WITH THE DEFORMED BUSH

МЕЛЬНИК Виктор Александрович, с.н.с.,
Исследовательский Центр им. М.В. Келдыша, Москва, Россия.

Abstract. The specification statement of a construction and circuit of operation of slotted condensation with the deformed bush is introduced. The operating characteristic obtained with tests in a motor pump is given.

В герметизирующих устройствах компрессоров и насосов турбо-насосных агрегатов щелевые уплотнения находят самое широкое применение в межступенных уплотнениях и в автоматах разгрузки осевых сил, действующих на ротор.

При не вращающемся роторе герметизирующее действие щелевых уплотнений, в случае появления перепада давления на них, связано с потерями потенциальной энергии уплотняемой среды при входе в зазор, на вязкостное трение при движении в зазоре, на турбулентное перемешивание потока и на внезапное его расширение при выходе из щели. При вращающемся роторе герметизирующее действие уплотнения, кроме того, дополняется еще и созданием подвижными элементами уплотнения скоростного напора, противодействующего градиентному потоку уплотняемой среды.

Размеры зазоров в щелевых уплотнениях диктуются обычно условиями обеспечения бесконтактной работы при значительных радиальных перемещениях ротора, вызванных его массовой неуравновешенностью, особенно вблизи критической границы или на режимах переходов через критические значения частоты вращения ротора. Зазоры должны быть достаточными для исключения контакта и износа поверхностей в щелевом уплотнении, ведущего к увеличению первоначальных зазоров и к снижению вследствие этого КПД и требуемого ресурса работы агрегата. Многолетний опыт использования уплотнений в насосах позволил нормировать радиальные размеры зазоров в щелевых уплотнениях агрегатов. Так, например, стандартом США API-610 [1] приме-

нительно к центробежным насосам нефтеперерабатывающей промышленности для щелевых уплотнений, выполненных из антифрикционных материалов (чугуна, бронзы и др.), регламентированы минимально допустимые зазоры в месте установки уплотнения в зависимости от диаметра вала (таблица).

Для пар материалов, образующих щелевое уплотнение, с большой склонностью к истиранию указанные в таблице диаметральные зазоры рекомендуется увеличить еще на 0,13 мм.

При вращающемся роторе в гладких кольцевых щелях уплотнений насосов возникают значительные гидродинамические силы, обусловленные нарушением симметрии поля давлений. Эти силы возрастают с увеличением перепада давления в уплотнении, частоты вращения ротора и отношения длины уплотнения к радиальному зазору. Они играют существенную роль в общей системе сил, действующих на ротор быстроходного высоконапорного насоса.

Таблица 1 - Размеры минимальных диаметральных зазоров в щелевых уплотнениях для центробежных насосов нефтеперерабатывающей промышленности согласно требованиям стандарта США API-610

Диаметр ротора D , мм	Минимальный диамет- ральный зазор h , мм	h/D , %
<50,0	0,25	0,5
50,0...63,5	0,28	0,44...0,56
63,5...76,0	0,3	0,4...0,47
76,0...89,0	0,35	0,4...0,46
89,0...101,6	0,4	0,4...0,45
101,6...114,3	0,4	0,35...0,4
114,3...127,0	0,4	0,32...0,35
127,0...152,0	0,43	0,28...0,34
> 152,0	0,43 + 0,025 мм на каж- дые дополнительные 25 мм	

Экспериментальные исследования, проведенные с натурным ротором питательного насоса, показали [2], что собственно щелевые уплотнения повышают критическую частоту вращения ротора и снижают амплитуду его резонансных колебаний. Однако такое положительное влияние щелевые уплотнения оказывают в том случае, когда форма щели в направлении градиентного потока среды в ней является конфузурной [2]. При диффузорной форме щели, как показали исследования [2], даже при малых значениях диффузорности, например из-за деформа-

ций, в щелях возникают значительные силы, увеличивающие прогиб ротора, что, в свою очередь, ухудшает его вибрационное состояние.

Влияние упругой деформации деталей на статические характеристики щелевых уплотнений впервые проанализировал Камал [3,4]. Им были предложены методы анализа течения среды в щелевом уплотнении на основе решения уравнения Рейнольдса с учетом деформаций поверхностей вала и корпуса при нагружении уплотнения (рис.1).

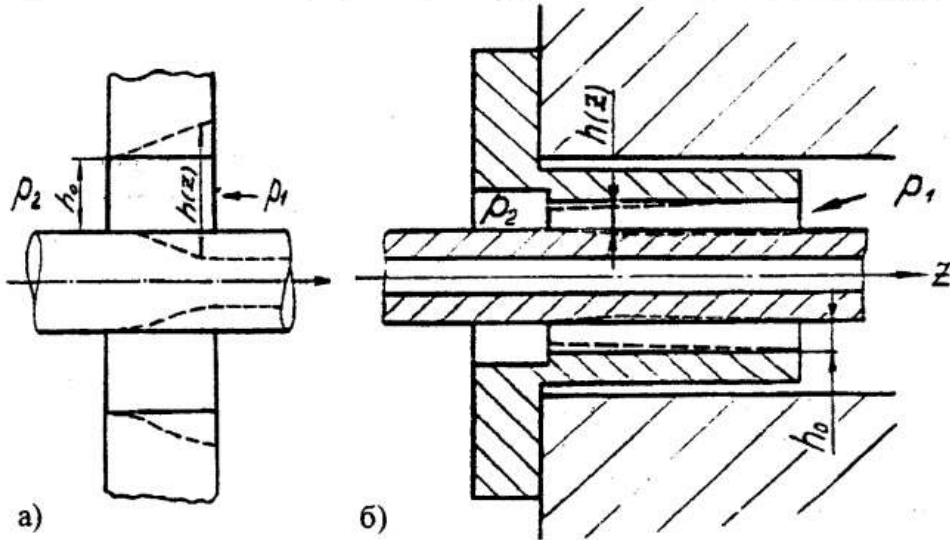


Рисунок 1

На рис. 1, а штриховыми линиями показана форма щели в обыкновенном щелевом уплотнении при высоком нагружающем перепаде давления. Размер кольцевой щели от h_0 на выходе из уплотнения, т.е. на стороне низкого давления p_2 , растет в соответствии с зависимостью $h(z)$ ко входу в уплотнение со стороны высокого давления p_1 .

На рис. 1, б показана аналогичная картина поведения щелевого уплотнения втулочного типа при высоком перепаде давления уплотняемой среды на уплотнении.

Анализ, выполненный Камалом, показал, что рост перепада давления на исследованных им щелевых уплотнениях ведет к образованию конфузурной формы зазора в уплотнении.

Подобный анализ позднее был выполнен Харрисом [5] для щелевого уплотнения, предложенного Моррисоном и нашедшего применение в узлах механизмов с возвратно-поступательным движением. Для анализа деформаций оболочки кольца и вала Харрис применил метод конечных элементов. Распределение давления в уплотнении, перемещения уплотняющих поверхностей и утечки определялись совместным решением уравнений гидродинамики и упругости. Было доказано, что

рост перепада давления на щелевом уплотнении Моррисона может привести к образованию диффузорной формы зазора в уплотнении.

Использовать деформируемые щелевые уплотнения для вращающихся валов предложил Г.В. Макаров [6]. Им же были разработаны конструкции и основы расчета уплотнений с деформируемой втулкой, нагружаемой редуцированным перепадом от полного давления на уплотнении.

Таким образом, из изложенного выше следует, что недостатком обыкновенных щелевых уплотнений является низкая радиальная жесткость плоской кольцевой щели, вследствие чего ротор может касаться стенки статора при малых зазорах в таких уплотнениях, что приводит к местному износу поверхностей и росту щели. Кроме того, при больших перепадах давления на щелевом уплотнении форма щели в направлении продольной оси может становиться диффузорной, что может стать причиной снижения критической частоты ротора. Поэтому следует стремиться к получению конфузорной формы уплотняющей щели между ротором и статором, это гарантирует высокую радиальную жесткость и демпфирование слоя уплотняемой среды в щели, а значит, - надежность и высокое качество работы узла уплотнения [2]. При этом приемлемая конфузорность формы щели в уплотнении возникает тогда, когда отношение размеров щелей на входе в уплотнение и на выходе из него будет (с учетом точности изготовления) близким к двум, т.е. к теоретически оптимальному значению [2]. Образование конфузорных щелей в уплотнениях из-за малых размеров зазоров между ротором и статором (см. таблицу) связано с необходимостью получения малых значений конусности поверхностей щелевого уплотнения.

Из практики известно, что получение малой конусности в деталях с помощью механической обработки сопряжено со значительными трудностями технологического порядка [7].

Значительный интерес поэтому представляют конструкции щелевого уплотнения с деформируемой втулкой [6]. При нагружении такого узла уплотнения рабочим перепадом давления втулка щелевого уплотнения деформируется с малой конусностью, образуя конфузорную форму радиальной щели между втулкой и ротором. Этим достигаются как снижение протечек, так и высокая гидростатическая жесткость слоя уплотняемой среды.

Однако заметными недостатками щелевого уплотнения, предложенного Г.В. Макаровым, являются значительные габаритные размеры узла, что объясняется необходимостью использования пружинного элемента и манжеты, трудность расчетного прогнозирования для получения оптимальных размеров и формы основной радиальной щели уплотнения, зависящей от деформации втулки, а также отсутствие меха-

низма поддержания оптимальных параметров формы щели в диапазоне рабочих значений давления.

Основываясь на известных теоретических положениях и экономических соображениях, можно сформулировать следующие основные требования к конструкции щелевого уплотнения с деформируемой втулкой:

- она должна обеспечивать образование конфузорной формы щели при нагружении узла уже небольшим перепадом давления, причем конфузорность щели должна быть оптимальной в широком диапазоне нагружения;
- она должна быть технологичной как в отношении изготовления, так и в отношении монтажа в агрегате.

Выполнение этих требований и стало содержанием разработки конструкции узла щелевого уплотнения [8].

Высказанные выше соображения были положены в основу разработанной схемы щелевого уплотнения с деформируемой втулкой (рис. 2). На рис. 2, а показан продольный разрез узла уплотнения до нагружения его рабочим перепадом давления, а на рис. 2, б - схема деформирования тонкостенной втулки при нагружении узла уплотнения перепадом давления, а также эпюры гидростатических давлений, нагружающих тело тонкостенной втулки.

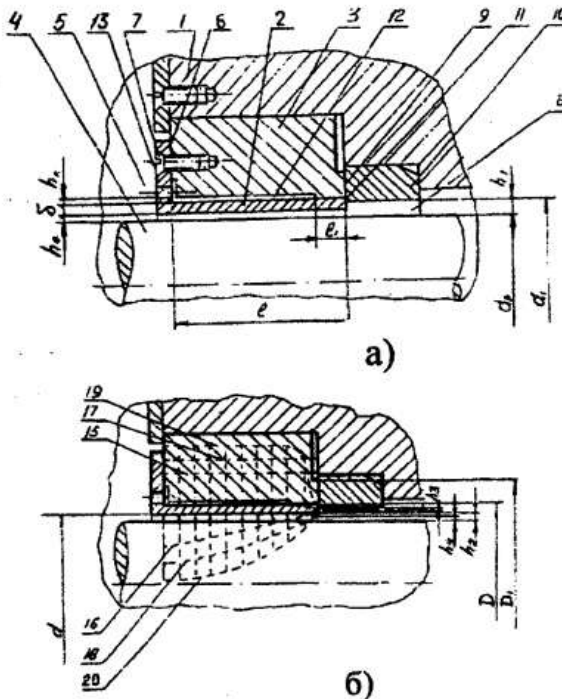


Рисунок 2

Щелевое уплотнение имеет (см. рис. 2, а) корпус 1, тонкостенную втулку 2 толщиной δ с внутренним диаметром d (см. рис. 2, б) и длиной $l \geq \sqrt{\delta d}$, установленную в обойму 3 (см. рис. 2, а) с радиальным зазором h_0 по отношению к ротору 4.

На стороне полости 5 уплотняемой среды с высоким давлением тонкостенная втулка 2 связана с обоймой 3 устройством фиксации от осевого смещения в форме разъемного соединения. Устройство фиксации выполнено в виде сопряжения 6 торцовых поверхностей фланца 7 тонкостенной втулки 2 и обоймы 3.

На стороне полости 8 уплотняемой среды с низким давлением тонкостенная втулка 2 установлена частью цилиндрической поверхности длиной l_1 по посадке в обойму 3, образуя сопряжение 9 цилиндрических поверхностей.

Тонкостенная втулка 2 опирается торцовой поверхностью в упорную втулку 10 корпуса, образуя торцовое сопряжение 11. Внутренний диаметр упорной втулки 10 больше диаметра d ротора 4 на величину $2\delta + h_0$. Устройство деформирования тонкостенной втулки 2 выполнено в виде кольцевой полости 12, расположенной между тонкостенной втулкой 2 и обоймой 3 со стороны полости уплотняемой среды 5 высокого давления. Кольцевая полость 12 соединена с полостью 5 высокого давления каналами 13.

Уплотнение работает следующим образом.

При появлении незначительного перепада давления Δp на щелевом уплотнении между полостью 5 высокого давления и полостью 8 низкого давления тонкостенная втулка 2 подвергается воздействию давления: на наружной поверхности диаметром D в полости 12 (эпюра 14) и на внутренней поверхности диаметром d (эпюра 15) (рис. 2, б).

Возникающие сжимающие распределенные нагрузки во втулочной части тела L-образной тонкостенной втулки 2 (см. рис. 2, а), максимальный уровень которых по результирующей эпюре располагается со стороны ее свободного конца заставляют изменяться тонкостенную втулку так, что уменьшается ее внутренний диаметр d и вследствие этого уменьшается зазор h_2 на выходе из щелевого уплотнения, а значит, и площадь проходного сечения между деформируемой тонкостенной втулкой 2 (см. рис. 2, а) и ротором 4.

Это приводит к изменению эпюры давления в уплотняющей щели, что становится особенно заметным с ростом перепада Δp давления, нагружающего узел щелевого уплотнения.

Изменение деформации тонкостенной втулки с ростом изменения перепада давления на уплотнении и связанное с этим изменение размера h_2 (см. рис. 2, б) выходной щели уплотнения характеризуются:

- изменением размера h_2 выходной щели уплотнения с ростом перепада давления до некоторого порогового значения;
- стабильным размером h_2 выходной щели уплотнения при перепаде давления на узле щелевого уплотнения выше некоторого порогового значения.

При росте перепада давления на щелевом уплотнении растет сжимающая нагрузка на наружной поверхности D тонкостенной втулки 2 (эпюра 16). Такой характер эпюры 16 сохранится до существования торцового сопряжения поверхностей 11 втулки 2 и упорной втулки 10. На внутренней поверхности диаметром d втулки 2 рост перепада давления приводит к изменению полноты формы эпюры 7 по сравнению с треугольной формой (см. эпюру 15). С уменьшением радиального зазора h_2 между ротором 4 и свободным концом деформируемой тонкостенной втулки 2 форма эпюры 17 давления будет изменяться в сторону увеличения ее полноты.

При некотором пороговом значении перепада давления на узле уплотнения тонкостенная втулка 2, из-за уменьшения текущего значения наружного диаметра D ее концевой участка, выходит из контакта в сопряжении 11 с упорной втулкой 10.

Это происходит из-за того, что наружный диаметр D концевой участка тонкостенной втулки 2 станет меньше внутреннего диаметра d_1 упорной втулки 10. Начнется истечение уплотняемой среды из кольцевой полости 12, через образовавшийся зазор между цилиндрическими поверхностями тонкостенной втулки 2 и упорной втулки 10, сопровождающееся падением давления по длине кольцевой полости 12. Эпюра давления в кольцевой полости 12, имевшая до начала истечения смазки из этой полости характер формы, присущей эпюре 16, после начала истечения приобретает форму эпюры 15, а в несущей уплотняющей щели эпюра давления приобретает форму 19.

При этом фактором, ограничивающим деформирование свободно конца втулки 2, становится достижение в узле щелевого уплотнения определенного соотношения размеров входных и выходных участков щелей в кольцевой полости 12 и в уплотняющей щели, определяющего формы эпюр давлений нагружающих тонкостенную втулку по поверхности диаметром D в кольцевой полости 12 и по поверхности диаметром d в основной уплотняющей щели между этой втулкой и ротором 4. Если при этом в конструкции узла щелевого уплотнения внутренний диаметр d_1 упорной втулки 10 будет больше диаметра d_p ротора 4 на величину $2\delta + h_0$, то отношение размеров щелей на входе в уплотнение и на выходе из него будет (с учетом точности изготовления) близким к двум, т.е. к теоретически оптимальному, при перепадах давления выше заданного расчетного порогового значения.

Для проверки сформулированных положений был изготовлен экспериментальный узел щелевого уплотнения с деформируемой втулкой. В комплект узла входили тонкостенная L-образная деформируемая втулка с толщиной 0,5 мм втулочной части и несколько сменных упорных втулок. Были выполнены сравнительные испытания щелевого уплотнения с деформируемой втулкой и обычного щелевого уплотнения.

Полученные в ходе экспериментов результаты измерений после их обработки представлены на рис. 3 в виде зависимости утечки через узел уплотнения от перепада давления на уплотнении.

Экспериментальные исследования показали, что использование предложенного конструктивного решения узла уплотнения с L-образной деформируемой втулкой позволяет простыми средствами и в значительном диапазоне нагрузок изменять характеристики уплотнительного узла.

По сравнению с обычными конструкциями узлов щелевых уплотнений разработанная конструкция щелевого уплотнения с деформируемой втулкой позволила снизить утечки в 2 раза.

Конструкция щелевого уплотнения с деформируемой втулкой может найти широкое применение в турбонасосах и компрессорах для повышения как их объемного КПД, так и устойчивости ротора и его критической частоты.

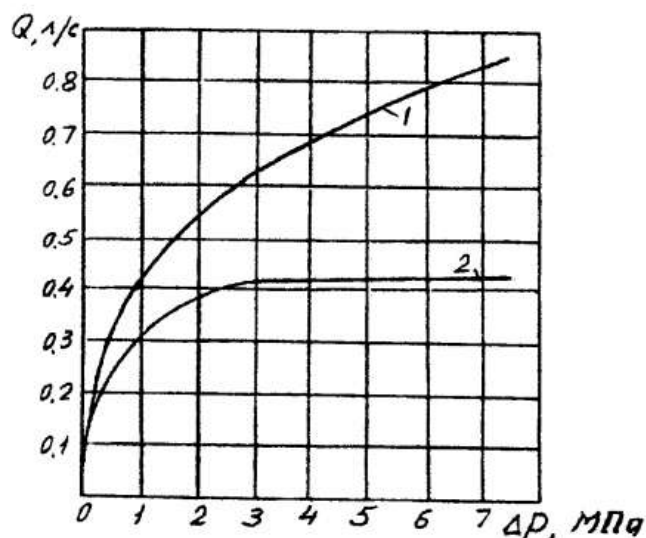


Рисунок 3

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Centrifugal Pumps for General Refinery Services ANSI/API STD 610-1981.
2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение. 1980.
3. Камал М.М. Уплотнение с высоким давлением в зазоре // Труды американского общества инж.-механиков. Проблемы трения и смазки, 1968, №2. С. 111-116.
4. Ван Н.М, Камал ММ. Упругогидродинамические эффекты во втулочных уплотнениях. Труды Американского Общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки. 1970, № 2. С. 140-144.
5. Харрис Х.Д. Упругогидродинамический анализ втулочного уплотнения высокого давления // Труды Американского Общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки. 1974, № 4. С. 45-51.
6. Макаров Т.В. Уплотнительные устройства. Л.: Машиностроение, 1973 – 232 с.
7. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. М.: Машиностроение. 1982. С. 67-72.
8. Мельник В.А. Щелевое уплотнение ротора. Патент РФ №2167355, 2001.

10-я Международная научно-техническая конференция "ТЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

УПЛОТНЕНИЯ С ПЛАВАЮЩИМИ КОЛЬЦАМИ: НОВЫЙ ПОДХОД К РАСЧЕТУ И КОНСТРУИРОВАНИЮ

SEALS WITH FLOATING RINGS: A NEW APPROACH TO THE CALCULATION AND DESIGNING

ГАФТ Яков Зиновьевич, д.т.н., ген. директор,
«Гидромаш-Герм ЛТД», г. Москва, Россия,

ГРОМЫКО Борис Михайлович, к.т.н., директор головного
научно-исследовательского центра
ОАО «НПО ЭНЕРГОМАШ им. акад. В.П. Глушко», г. Химки, Россия,

МАРЦИНКОВСКИЙ Владимир Альбинович, д.т.н., проф.,
зав. каф. Общей механики и динамики машин,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина.

Abstract. It is shown, that construction of the seal with so called 'half-movable' ring is more reliability and effective than traditional one. Method of seal with 'half-movable' rings calculation is given.

Принцип работы и области применения уплотнений

Уплотнение с плавающим кольцом (рис.1) представляет собой комбинацию кольцевого дросселя B (бесконтактное щелевое уплотнение) и торцового контакта C , выполняющего роль механического торцового уплотнения. Дроссель B образован поверхностью вращающегося вала 1 и внутренней цилиндрической поверхностью плавающего кольца 4 . Предварительное поджатие кольца к опорной поверхности крышки 2 осуществляется упругими элементами (пружинами) 5 , расположенными во втулке 6 , закрепленной в корпусе 7 . Возможное вращение кольца вместе с валом предотвращается штифтами 3 . Штифты, пружины и втулка 6 не являются обязательными элементами конструкции.

За счет уплотняемого давления p_1 на нагрузочной поверхности A_1 создается осевая сила F_c , обеспечивающая необходимую плотность торцового контакта C . Радиальная гидродинамическая сила F_r , возникающая

в щелевом уплотнении B и пропорциональная эксцентриситету кольца относительно вала, способствует самоцентровке кольца, если по величине она превышает силу трения $R_c \cong fF_c$ в торцовом контакте. Благодаря способности к самоцентровке плавающего кольца, радиальный зазор в кольцевом дросселе можно делать в несколько раз меньшим, чем в обычных щелевых уплотнениях, не опасаясь соприкосновений кольца с вращающимся валом и возможных задиров. Поскольку расход через кольцевой дроссель пропорционален кубу зазора (для ламинарного режима течения), уплотнения с плавающими кольцами способны обеспечить значительное снижение протечек по сравнению с обычными щелевыми уплотнениями.

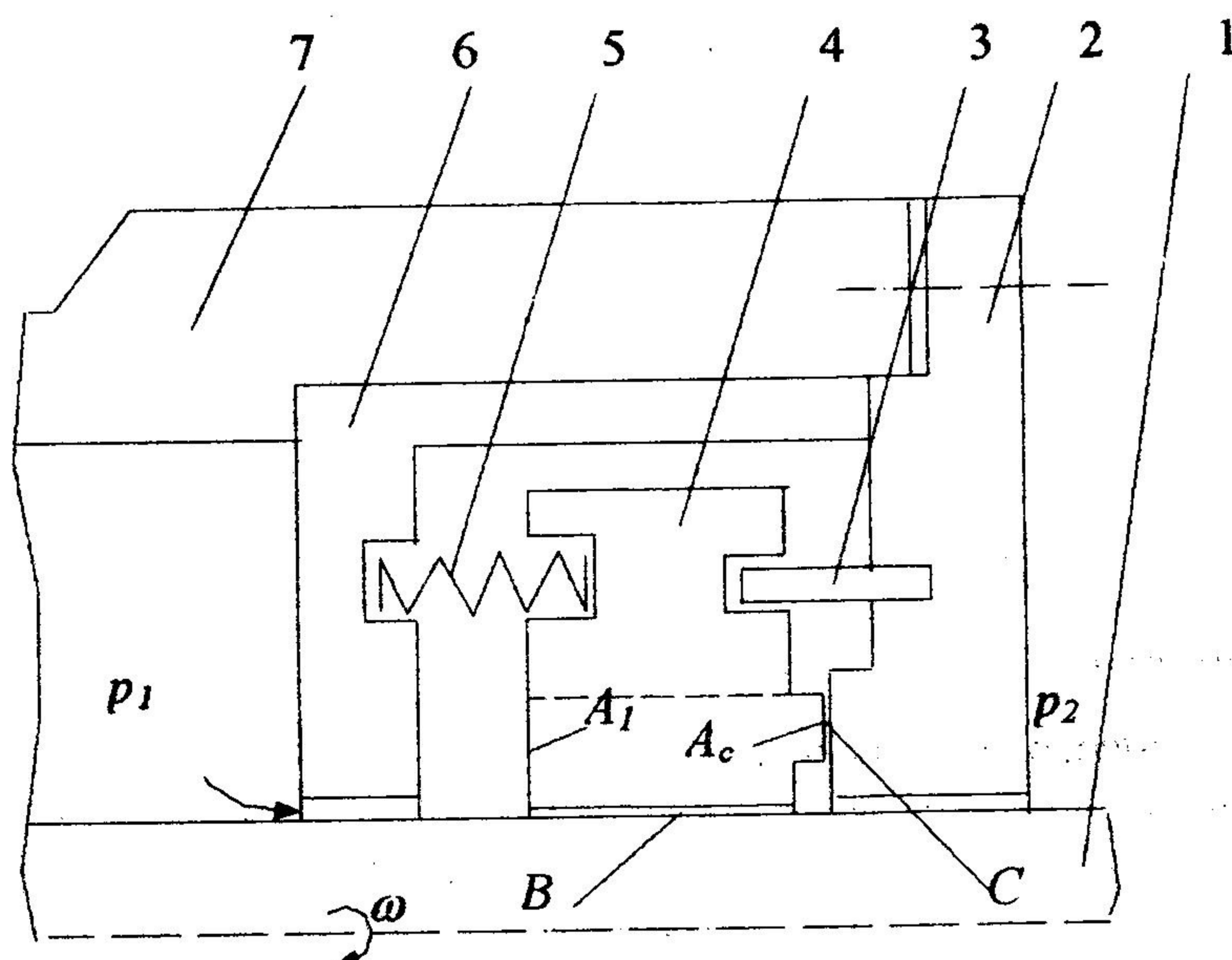


Рисунок 1 - Схема уплотнения с плавающим кольцом

Герметичность торцового стыка C зависит от отношения контактного давления p_c к уплотняемому давлению p_1 . Контактное давление, в свою очередь, определяется коэффициентом нагруженности $k = A_1/A_c$. Конструкция уплотнения позволяет изменять этот коэффициент в широких пределах, удовлетворяя требования герметичности. Плавающее кольцо не вращается, поэтому потери мощности на трение в торцовом стыке на порядок меньше, чем в механических торцовых уплотнениях. Благодаря этому отпадает проблема отвода тепла от поверхностей контакта, а само уплотнение не имеет жестких ограничений по окружной скорости $v = \omega r$ вала и по уплотняемому давлению p_1 . Другими словами, фактор $p_1 v$ для уплотнений с плавающими кольцами не является определяющим.

Из механизма работы уплотнения следует, что кольцо плавает, если выполняется условие самоцентровки, т.е. $F_{r \max} > R_c$. Однако, если это условие не выполняется и кольцо не плавает, то под действием соударений с

валом оно сравнительно легко занимает нейтральное положение, в котором обеспечивается безударная работа. Необходимо только, чтобы амплитуда поперечных колебаний вала не превышала величины радиального зазора. Во многих случаях такие *полуподвижные* кольца оказываются более эффективными, поскольку обладают повышенной статической и динамической устойчивостью [1].

Уплотнения с плавающими кольцами используются в насосах различного назначения, в турбонасосных агрегатах жидкостных ракетных двигателей, в стационарных и транспортных центробежных компрессорах, для уплотнения криогенных жидкостей и высокотемпературных сред, обладающих плохими смазывающими свойствами. Для уплотнения внутренних полостей высокооборотных центробежных машин такие уплотнения являются наиболее целесообразной альтернативой обычным щелевым или лабиринтным уплотнениям.

В сложных уплотнительных системах высоконапорных машин, в которых не допускаются неконтролируемые утечки перекачиваемой среды, плавающие кольца используются в качестве внутренних уплотнений, разделяющих полости с рабочей и буферной или запирающей средой. Примером могут служить концевые уплотнения питательных насосов и центробежных компрессоров высокого давления, системы уплотнения валов главных циркуляционных насосов атомных электростанций.

Варианты условий работы и задачи расчета

В процессе работы на плавающее кольцо действуют гидродинамические силы и моменты, возникающие в щелевом уплотнении и изменяющиеся по величине и направлению из-за радиальных и угловых колебаний вращающегося вала. Дополнительный момент относительно центра кольца O_2 создает сила трения R на торцовой контактной поверхности C (рис.2). Под действием этих сил и моментов плавающее кольцо может колебаться в своей плоскости (по осям θx и θy), а также совершать угловые колебания вокруг этих осей. Угловые колебания сопровождаются некоторым смещением центра тяжести кольца в осевом направлении. Однако, амплитуды этих смещений в два раза меньше амплитуд торцового зазора в стыке C , которые и при угловых колебаниях измеряются микрометрами. Поэтому в первом приближении осевые колебания можно не учитывать.

Таким образом, самоцентрирующееся плавающее кольцо можно рассматривать как колебательную систему с четырьмя степенями свободы, совершающую вынужденные колебания под действием кинематического возбуждения со стороны вала. Масса кольца, как правило, пренебрежимо мала по сравнению с массой ротора, поэтому обратное влияние колебаний кольца на вибрации ротора можно не учитывать.

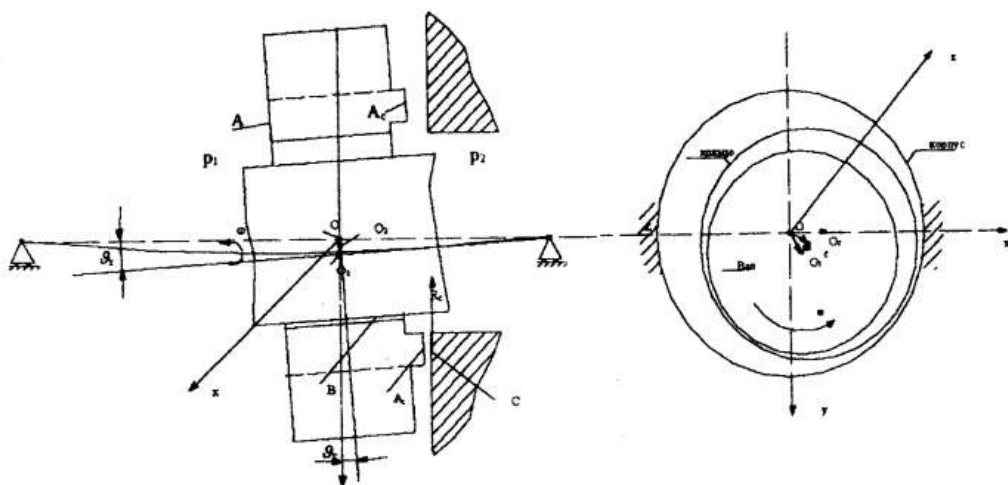


Рисунок 2 - Радиальные и угловые смещения плавающего кольца

Подробное решение задач оценки протечек, определения условий статической и динамической устойчивости, вычисления собственных частот и амплитуд вынужденных колебаний плавающих колец при условии жидкостного трения в торцовом зазоре дано в работе [2]. В ней показано, что работа такой классической конструкции сопровождается интенсивными радиальными и угловыми колебаниями. Угловые колебания приводят к образованию периодических, с частотой вращения вала, точечных контактов торцовых поверхностей. В случае круговой прецессии вала движение кольца имеет характер конической прецессии и пятно контакта описывает круговую траекторию. На пятнах контакта повышаются контактные напряжения, что приводит к фрикционным усталостным разрушениям торцовых поверхностей. Существуют различные конструктивные способы подавления угловых колебаний [2], однако они требуют существенного усложнения конструкции и одновременно снижают ее надежность.

Поведение плавающих колец определяется соотношением сил в кольцевом и торцовом дросселях. Характеристики торцового дросселя могут изменяться в зависимости от контактного давления p_c . Если контактное давление не превышает давления уплотняемой среды ($p_c \leq p_1$), то на торцовой поверхности обеспечивается жидкостный режим трения (рис.3,а). В противном случае режим трения становится граничным и может приближаться к режиму сухого трения (рис.3,б). В этом случае, если выполняется условие самоцентрировки, колебания кольца становятся нелинейными. Наконец, если условие самоцентрировки не выполняется, кольцо теряет радиальную под-

вижность, и возможны лишь угловые колебания (рис.3,с), когда суммарный момент, действующий на кольцо, раскрывает торцовый стык. На рис.3 обозначено: k_1 – коэффициент изгибной жесткости вала; k_2, c_2 – коэффициенты радиальной гидростатической жесткости и демпфирования щелевого уплотнения; q_2 – коэффициент циркуляционной силы, т.е. составляющей радиальной гидродинамической силы, направленной перпендикулярно эксцентриситету e , показанному на рис.2; k_3, c_3 – коэффициенты угловой жесткости и демпфирования в торцовом зазоре.

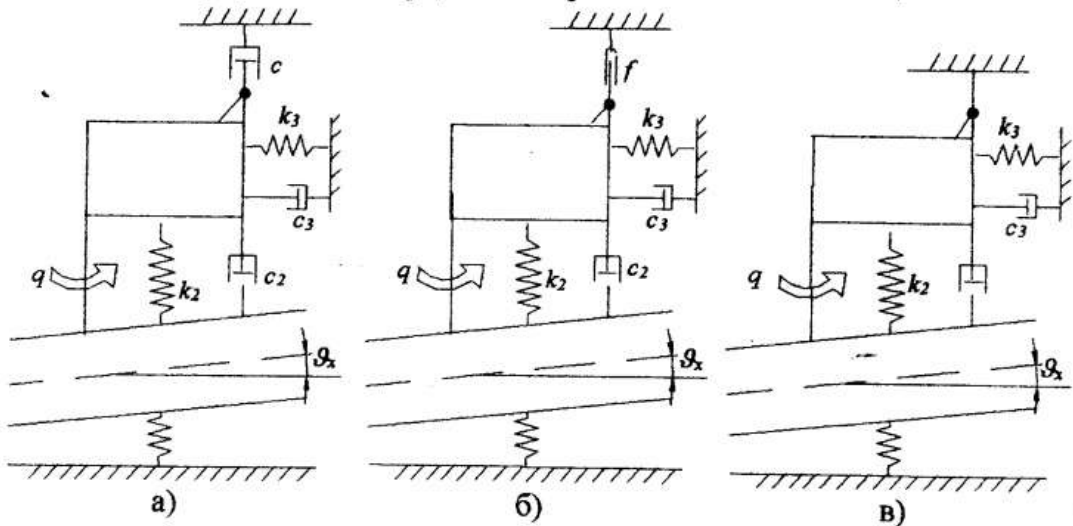


Рисунок 3 - Варианты условий работы плавающего кольца:

- а) жидкостное трение на торцовом стыке, б) сухое трение, в) полуподвижное кольцо

Последний вариант условий работы (полуподвижное кольцо) является наиболее простым с точки зрения теоретического анализа, так как кольцо имеет только две степени свободы. Соответствующим подбором параметров можно предотвратить угловые колебания. При этом плавающее кольцо работает как неподвижное щелевое уплотнение, а гидродинамические силы, возникающие в кольцевом зазоре, целиком передаются на ротор, определяя его вибрационное состояние. За счет правильного выбора формы зазора можно увеличить коэффициенты гидростатической жесткости k_2 и демпфирования c_2 и, тем самым, уменьшить амплитуды поперечных колебаний ротора. Таким образом, уплотнения с полуподвижными кольцами позволяют, при определенных условиях, исключить соударения вала и кольца даже при малых (меньше $0,1$ мм) зазорах между ними.

В дальнейшем рассматриваются конструкции с полуподвижными кольцами (рис.3, с), поскольку такие конструкции могут обеспечить требуемую герметичность и повышенный ресурс уплотнения.

Условия радиальной и угловой неподвижности колец

Рассмотрим условия неподвижности кольца для случая, когда угол наклона оси вала к оси опор равен нулю ($\vartheta_1 = 0$) и нет соударений вала с кольцом, т.е. обеспечивается бесконтактная работа кольцевого дросселя. Радиальные и угловые смещения кольца происходят под действием гидродинамической силы и момента в кольцевом зазоре, а также под действием силы тяжести и ее момента относительно точки K (рис.4) возможного поворота кольца. На рис. 4 изображен наиболее неблагоприятный случай, когда гидродинамическая центрирующая сила $F_r = F_y$ совпадает по направлению с силой тяжести mg . То же относится и к моментам этих сил M_x и $mg l/2$ (в выражении момента силы тяжести не учитывается малая по сравнению с длиной кольца l высота кольцевого контактного бурта).

Из гидродинамических сил и моментов, действующих на уплотнительное кольцо со стороны жидкостного слоя в кольцевом зазоре, будем учитывать лишь гидростатические составляющие, пропорциональные дросселируемому перепаду давления. Гидродинамические компоненты на 3-4 порядка меньше гидростатических. С учетом сделанных замечаний полные выражения сил и моментов, приведенные в работе [3], для принятых направлений радиального смещения и угла наклона оси вала сводятся к виду (без учета малого коэффициента потерь на выходе из зазора: $\chi_2 = 0$)

$$F_y = k_p (\varphi_F e + 0,5l \varphi_{F\vartheta} \vartheta_x), \quad M_x = k_p \frac{l}{6} (\varphi_{Me} e + l \chi_1 \vartheta_x), \quad (1)$$

где

$$\varphi_F = \theta_0 + \frac{2}{2-n} \chi_1 (1+n-3n\theta_0), \quad \varphi_{F\vartheta} = 1+2\chi_1, \quad \varphi_{Me} = \varphi_F - \theta_0,$$

$$k_p = \frac{\pi l \Delta p}{2H}, \quad \theta_0 = \frac{\vartheta_0 l}{2H}, \quad \chi_1 = \frac{\zeta_{11}}{\zeta_{11} + \zeta_2}, \quad \zeta_2 = \frac{\lambda l}{2H}, \quad \lambda = \frac{C}{Re^n}, \quad Re = \frac{2\rho H w_0}{\mu},$$

$$w_0 \approx \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho \zeta_2}}, \quad H = R - r, \quad \Delta p = p_1 - p_2,$$

$\zeta_{11} \approx 1,1$ - коэффициент местных гидравлических потерь на входе в зазор.

Постоянные n и C имеют следующие значения для различных режимов течения:

Режим течения в зазоре	n	C
Ламинарный	1,0	96
Турбулентный	0,24	0,307
Автомодельная область турбулентного течения	0	0,04

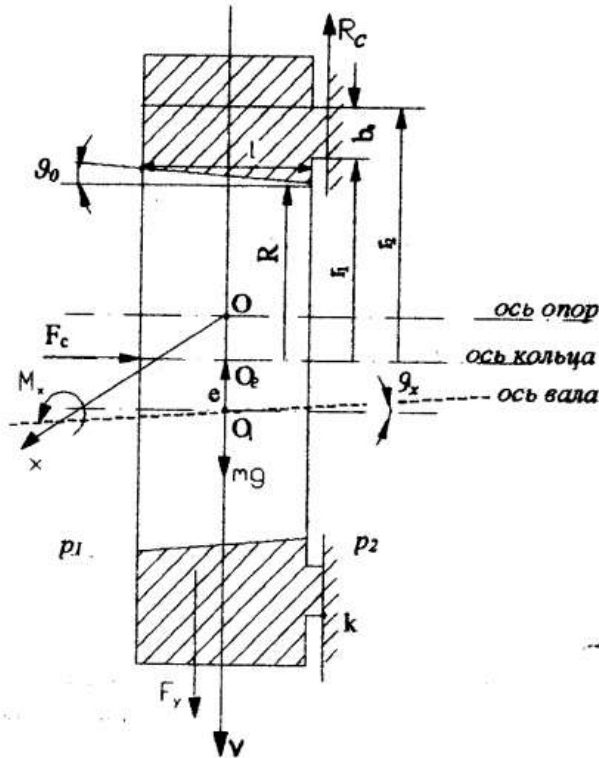


Рисунок 4 - Расчетная схема полуподвижного кольца

Силу и момент необходимо вычислять для максимально допустимых эксцентриситета $e = e_* \approx (0,7 - 0,8)H$ и угла наклона оси вала $0,51\theta_{x*} \approx 0,7(H - e_*)$, при которых еще можно гарантировать бесконтактную работу щелевого уплотнения.

Условия радиальной и угловой неподвижности кольца принимают вид:

$$R_c > F_{y*} + mg, \quad F_c r_2 > M_{x*} + mgl/2. \quad (2)$$

Сила F_c , прижимающая кольцо к корпусу, и сила трения R_c

$$F_c = p_1 A_c + \Delta p (A_1 - A_c) = \Delta p A_c \left(k + \frac{p_2}{\Delta p} \right), \quad R_c = f F_c, \quad (3)$$

где коэффициент нагрузки $k = A_1/A_c$, $A_1 = \pi(r_2^2 - r^2)$, $A_c = \pi(r_2^2 - r_1^2)$, f - коэффициент трения по торцовому стыку. Коэффициент трения лишь приближенно можно считать постоянной для данной пары трения величиной. В действительности он зависит от отношения уплотняемого давления к контактному давлению в торцовом стыке и несколько уменьшается с ростом этого отношения.

Условия неподвижности (2) с учетом выражений сил и моментов (1) и (3) можно привести к виду

$$k + \frac{p_2}{\Delta p} > \frac{k_p}{fA_c \Delta p} \left\{ \left[\theta_0 + \frac{2}{2-n} (1+n-3n\theta_0) \chi_1 \right] e + \frac{1}{2} (1+2\chi_1) \vartheta_x \right\} + \frac{mg}{f\Delta p A_c}, \quad (4)$$

$$k + \frac{p_2}{\Delta p} > \frac{k_p}{r_2 A_c \Delta p} \chi_1 \frac{1}{3} \left\{ \left[\theta_0 + \frac{2}{2-n} (1+n-3n\theta_0) \chi_1 \right] e + \frac{1}{2} (1+2\chi_1) \vartheta_x \right\} + \frac{mg}{2r_2 \Delta p A_c}. \quad (5)$$

Как правило, неравенство (5) более слабое, и выполнение условия (4) обеспечивает как радиальную, так и угловую неподвижность уплотнительного кольца. Проще всего эти неравенства выполняются за счет соответствующего выбора коэффициента нагрузки k .

Кратковременные соударения кольца с валом возможны в период пуска, если кольцо свободно лежит на валу. Поэтому цилиндрические контактные поверхности вала и кольца должны быть стойкими против задиров.

По существующим нормам (например API 610) виброскорость v на корпусах подшипников высокооборотных насосов не должна превышать 3 мм/с. Для гармонических колебаний амплитуда вибро смещения $u = v/\omega$.

Частоте вращения $\omega = 600 \text{ с}^{-1}$ (6000 об/мин) соответствует допустимая амплитуда вибро смещений $u = 5 \mu\text{м}$. Если учесть, что вибрации вала в области расположения уплотнений могут быть в несколько раз большими, чем на подшипниках, то даже сравнительно малые радиальные зазоры 0,05-0,1 мм обеспечивают бесконтактную работу полуподвижных плавающих колец.

Таким образом, уплотнения с плавающими кольцами во многих случаях оказываются более эффективными, если кольца лишены возможности плавать.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Gaft J., Marzinkowski W., Schewtschenko S. Konstruktionen und Berechnung der Dichtungen mit Schwimmringen / Untersuchung und Anwendung von Dichtelementen / XII. Dichtungskolloquium. W.Tietze (Hrsg.). Essen: Vulkan-Verlag, 2001. S. 147-154.
2. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.
3. Марцинковский В.А. Гидродинамика дроселирующих каналов. Сумы: Изд-во Сумского госуниверситета, 2002. - 337 с.

СОЗДАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЕМПФЕРА ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

CREATING OF FLUID FRICTION DAMPER HIDRODINAMIC MODEL

НОВИКОВ Дмитрий Константинович, д.т.н., профессор,
БАЛЯКИН Валерий Борисович, к.т.н., доцент,
КАНУННИКОВ Петр Игоревич, инженер,
Самарский Государственный Аэрокосмический Университет,
г. Самара, Россия.

Abstract. The work is devoted to creating of hydrodynamic damper theoretical model with seals and lubrication feed through holes. It is considered damper of finit length, the theoretical model is under construction with the help of the Reynolds equation with the members taking into account lubrication temperature and feed through holes. The Reynolds equation with the appropriate boundary conditions will be solve with the help of the program by a method of simple iteration.

Широкое применение в опорах турбомашин нашли демпферы со сдвливаемой пленкой с внешним подпором смазки (Рис.1) или, как их сейчас называют, гидродинамические демпферы (ГДД). В данной работе создана теоретическая модель ГДД с подачей смазки через отверстия и торцовым уплотнением типа поршневого кольца. Также учитывается изменение температуры смазки за один период колебаний вибратора.

Исследуемый демпфер показан на рисунке 1. Вибратор прецессирует с частотой $\Omega = \dot{\Phi}$ (Φ - угол положения линии центров), эквивалентной скорости синхронного движения несбалансированного ротора ω . Предполагается, что стационарные орбиты движения представляют собой круговые траектории с постоянным эксцентриситетом [1] относительно центра подшипника.

Энергия механических колебаний рассеивается за счет сил вязкого трения в тонком слое смазки, повышая ее температуру. Результирующие силы, действующие со стороны пленки на вибратор, можно определить,

если известно распределение давления. Оно описывается уравнением Рейнольдса [2].

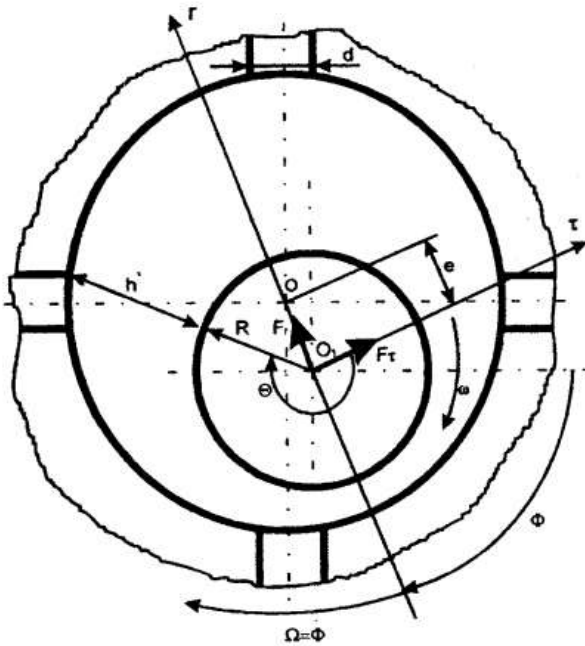


Рисунок 1 – Схема гидродинамического демпфера

Обобщенное безразмерное уравнение Рейнольдса имеет вид [3]

$$\lambda_j^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}_j^3 \frac{\partial p_j}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{h}_j^3 \frac{\partial p_j}{\partial z} \right) = -8 \Lambda_j \varepsilon_j \sin \theta. \quad (1)$$

Здесь $p_j = p_j / p_a$ - безразмерное давление в слое смазки; p_a - атмосферное давление; $\bar{h}_j = h_j / \delta_j = 1 + \varepsilon_j \cos \theta$ - относительная толщина пленки; h_j - толщина пленки; δ_j - радиальный зазор при концентричном положении втулки вибратора; $\varepsilon_j = e_j / \delta_j$ - относительный эксцентриситет; θ - угловая координата; $Z = z / L_j$ - относительная осевая координата; L_j - длина зазора;

$\lambda_j = L_j / R_j$ - безразмерная длина; $\Lambda_j = \frac{\bar{P}^* \lambda^2}{4 \psi^2}$ - параметр сдавливания, где

μ - динамическая вязкость смазки; $\bar{P}^* = \frac{6 \mu \Omega}{P_a}$ - безразмерный параметр

давления; $\psi = \frac{\delta_j}{R_j}$ - безразмерный зазор.

Далее в уравнениях используется индекс $j=s$ - для уплотнений, $j=c$ - для демпферного зазора.

На практике, в рассматриваемой конструкции ГДД, параметр ε_c изменяется в интервале $0 < \varepsilon_c < \bar{\delta}_s$, где $\bar{\delta}_s = \delta_s / \delta_c$. Значения параметра $\varepsilon_c = \bar{\delta}_s$ могут не реализоваться из-за технологических допусков на изготовление уплотнительных колец, так как возможна посадка на них как на ограничитель колебаний, что приведет к трансформированию упруго-демпферной опоры в жесткую стойку. При колебаниях втулки вибратора с амплитудой прецессии e_c , за счет упругой деформации форма внутренней поверхности зазора в уплотнении становится несколько отличной от окружности. Для упрощения решения задачи сделаем допущение, заменив зазор сложной формы в уплотнении окружностью радиусом R , смещенной на величину $e_s = \bar{\delta}_s e_c$ (см. рисунок 2). Это позволяет уменьшить число безразмерных определяющих параметров и упростить задачу анализа, так как в этом случае

$$\varepsilon_s = e_s / \delta_s = \varepsilon_c.$$

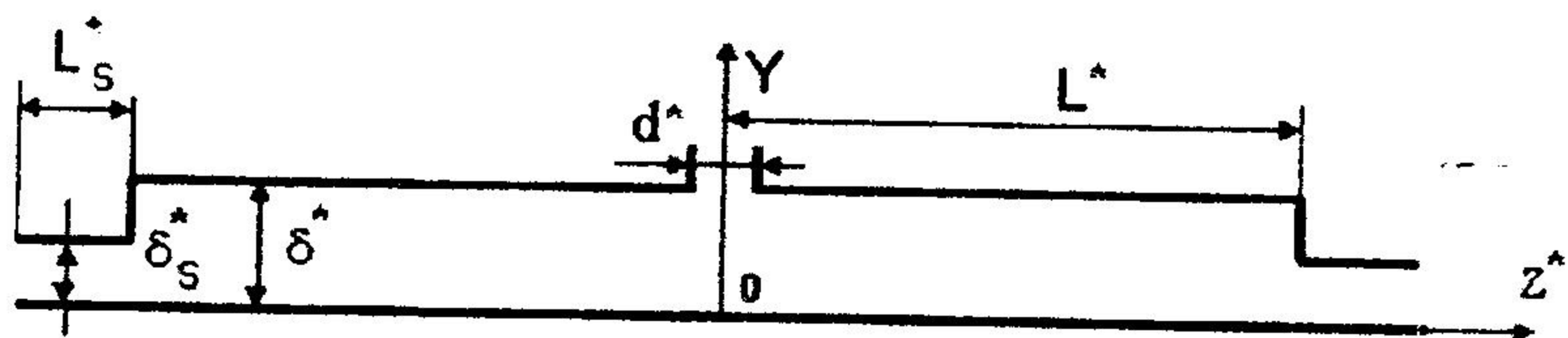


Рисунок 2 – Схема зазора и уплотнения

Граничные условия в демпферном зазоре с полным охватом смазкой имеют вид

$$\bar{p}_c(\theta, 0) = \bar{p}_c(\theta, 1) = 1; \quad \bar{p}_c(0, z) = \bar{p}_c(2\pi, z) = f_1. \quad (2)$$

Функция f_1 находится из условия равенства давления на торцах демпфера атмосферному давлению p_a и из определенности давления p_i на выходе из отверстия:

$$f_1(z) = (\bar{p}_i - 1)z^2 + 1,$$

где $\bar{p}_i = p_i / p_a$.

В силу симметричности задачи относительно оси Y граничные условия для демпферного зазора в области, где есть отверстия, имеют вид

$$\bar{p}_c(\theta, 0) = \bar{p}_i. \quad (3)$$

В области, где отсутствуют отверстия

$$\bar{p}_c(\theta, 0) = -\frac{\bar{P}^* \sin \theta L_c^2 \varepsilon}{4\delta_c^2 h_c^3} + \bar{p}'_s, \quad (4)$$

где \bar{p}'_s - давление на стыке демпферного зазора и уплотнения.

Давление на стыке уплотнения и демпферного зазора находим из условия равенства расходов смазки:

$$Q_{c \text{ вх}} = Q_{s \text{ вх}}.$$

Используя для расхода выражения в безразмерном виде, получаем

$$\delta_s^3 \bar{h}_c^3 \frac{\partial \bar{p}_c}{\partial z} \Big|_{z=1} = \frac{1}{\delta_s^3} \bar{h}_s^3 \frac{\partial \bar{p}_s}{\partial z} \Big|_{z=0}, \quad (5)$$

Решая уравнение (5), в сечениях по углу φ , где отсутствуют отверстия подачи смазки, получаем

$$\bar{p}'_s = -\frac{\bar{P}^* \sin \theta}{4} \left[\frac{\varepsilon_s M_s K_s^2}{h_s^3} + \frac{2K_s M_s \varepsilon}{\Pi_s h_c^3} \right], \quad (6)$$

где $\Pi_s = \frac{h_s^3 \delta_s^6}{h_c^3 \delta_c^6}$; $K_s = L_s / L_c$; $M_c = L_c^2 / \delta_c^2$; $M_s = L_c^2 / \delta_s^2$.

Для сечений по углу φ , где есть отверстия подачи смазки, получаем

$$\bar{p}'_s = \frac{\bar{p}_i}{1 + \Pi_s / K_s} - \frac{\bar{P}^* \sin \theta}{4} \left[\frac{M_c \varepsilon / h_c^3 + M_s \varepsilon_s \Pi_s K_s / h_s^3}{1 + \Pi_s / K_s} \right]. \quad (7)$$

Расход вытекающей в демпфер жидкости на единицу длины окружности через питающие отверстия с ограничительной шайбой выражается [3]

$$q_i^*[i, j] = \frac{N a^* C_d \pi}{\sqrt{\rho^*}} \cdot \sqrt{2(P_s^* - P_i^*[i, j])}. \quad (8)$$

Здесь N – количество питающих отверстий; a^* – диаметр питающего отверстия; C_d – коэффициент расхода для питающего отверстия; ρ^* – плотность смазки демпфера; P_s^* , P_i^* – давление подачи и давление на входе в зазор демпфера соответственно.

Расход вытекающей из подшипника смазки на единицу длины окружности определяется выражением

$$q_0^* = \frac{P_a^* (\delta^*)^3 h^3}{6 \mu L} \left| \frac{\partial P}{\partial z} \right|_{z=0}. \quad (9)$$

Давление на входе P_i находится в виде функции от параметра ограничителя расхода λ_R путем приравнивания выражений (8) и (9).

Окончательно получим

$$P_i = -\gamma_1 + \gamma_2 \bar{p}_0 \sqrt{2 \sqrt{1 + 4\gamma_1 + 4\gamma_1 / \gamma_2 \bar{p}_0} - 1}, \quad (10)$$

где $\bar{p}_0 = p_0 / p_a$ – безразмерное давление подачи; $\gamma_1 = \varepsilon_c \Lambda_c \sin \theta / \bar{h}_c^3$; $\gamma_2 = \pm \eta_R^2 / \bar{h}_c^6$.

В последнем выражении выбирают знак «+», если $\bar{p}_0 > -\gamma_1$, и знак «-», если $\bar{p}_0 < -\gamma_1$.

Здесь $\eta_R = \frac{3\mu L_c N d^2 C_d}{2\delta_c^3 R_c} \sqrt{2p_0\rho}$ - параметр ограничителя расхода с самокомпенсацией.

Уравнению (10) сопоставляется разностный аналог, который вычисляется методом простой итерации. Потом полученные значения P_i подставляются в разностное уравнение (8) и получают значения расхода через отверстия, через которые находится функция f_i (см. уравнение (2)). Из (1) можно получить выражение для определения давления в зазоре демпфера и привести его к конечно-разностному виду

$$P_{ci,j} = \frac{\left((1 + \varepsilon \cos \theta_{i+1})^3 - (1 + \varepsilon \cos \theta_{i-1})^3 \right) (P_{ci+1,j} - P_{ci-1,j}) (\Delta z \cdot L_c)^2}{8(1 + \varepsilon \cos \theta_i)^3 (L_c^2 \cdot \Delta z^2 + R^2 \cdot \Delta \theta^2)} - 6\mu\varepsilon\omega \left(\frac{R}{\delta_c} \right)^2 \sin \theta_i (\Delta \theta^2 \cdot \Delta z^2 \cdot L_c^2) / (1 + \varepsilon \cos \theta_i)^3 (L_c^2 \cdot \Delta z^2 + R^2 \cdot \Delta \theta^2) + 6\mu \frac{R^2}{\delta_c^3} f_i (\Delta \theta^2 \cdot \Delta z^2 \cdot L_c^2) / (1 + \varepsilon \cos \theta_i)^3 (L_c^2 \cdot \Delta z^2 + R^2 \cdot \Delta \theta^2) + \frac{(P_{ci+1,j} + P_{ci-1,j}) \Delta z^2 L^2}{2(L_c^2 \Delta z^2 + R^2 \Delta \theta^2)} + \frac{(P_{ci,j+1} + P_{ci,j-1}) \Delta \theta^2 R^2}{2(L_c^2 \Delta z^2 + R^2 \Delta \theta^2)}. \quad (11)$$

Аналогично можно получить уравнение для определения давления в уплотнении.

Сначала давление считается по формуле (11) методом простой итерации с учетом граничных условий (2), (3), (5) с начальным значением динамической вязкости смазки μ_0 и температурой T_0 . В расчетной модели методом суперпозиции учитывается подача смазки через питающие отверстия. Границы области разрыва смазки определяются путем сравнения динамического давления в пленке с давлением насыщающих паров рабочей жидкости. Силы, действующие со стороны пленки на вибратор демпфера, определяются интегрированием давления методом Симпсона

$$F_r = 2 \int_0^{L/2} \int_0^{2\pi} P \cos \theta \cdot d\theta \cdot dz; \quad F_\theta = 2 \int_0^{L/2} \int_0^{2\pi} P \sin \theta \cdot d\theta \cdot dz.$$

При интегрировании в области разрыва давление принимается равное давлению насыщающих паров смазки.

Определив тангенциальную составляющую силы, можно определить рассеиваемую за счет колебаний в демпфере мощность

$$N_{\text{рас}} = F_r V,$$

где $V = \Omega z$ - линейная скорость движения вибратора.

При отсутствии теплообмена с окружающей средой вся мощность идет на нагревание смазки до температуры T_i за один период колебаний вибратора t , то есть

$$N_{\text{pac}} = Q = mc_p(T_i - T_0).$$

Здесь $m = q/t$ — масса смазки, вытекшая из демпфера за один период колебаний, $q = R \int_0^{2\pi} q_0^* d\varphi$, где q_0^* — расход смазки, определяемый по формуле (9); c_p — удельная теплоемкость смазки.

Тогда можно определить calorиметрическую температуру смазки в виде

$$T_i = \frac{F_r \Omega e t}{q c_p} + T_0.$$

Производится интерполяция экспериментальной зависимости $\mu(T_i)$ для определенного типа смазки (ИПМ-10) и определяется значение вязкости, соответствующая температуре T_i . Полученное значение μ подставляется в уравнение Рейнольдса (1) и заново определяется распределение давления, сила демпфирования и новое значение температуры T_i . Методом последовательных приближений достигается заданная погрешность вычисления итерационных значений $\mu(T_i)$. В настоящее время вышеописанный метод реализуется на программном уровне.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Моухен, Хан. Расчет демпфирующих опор со сдвливаемой пленкой для жестких роторов // Конструирование и технология машиностроения, № 3, 1974, с. 160-172.
2. Белоусов А. И., Новиков Д. К., Балякин В. Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин. Самара, КуАИ, 1991, учеб. пособие, 94с.
3. Стифлер А.К. Демпферы со сдвливаемой пленкой нагнетания смазки // Проблемы трения и смазки.-1980.-Т.102, № 1.- С.47-54.

**СОЗДАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО МИКРОРЕЛЬЕФА
НА ПОВЕРХНОСТИ ВАЛОВ С ТВЕРДЫМ
ГАЛЬВАНИЧЕСКИМ ПОКРЫТИЕМ
ПРИМЕНИТЕЛЬНО К КОНТАКТНЫМ УПЛОТНЕНИЯМ**

**CREATION OF OPTIMAL MICRORELIEF ON SURFACE OF
SHAFTS WITH STRONG GALVANIC COOVERING
CONFORMABLY TO THE CONTACT SEALS**

СОЛОГУБОВ Дмитрий Николаевич, к.т.н., с.н.с.,
ИВАНОВ Роман Геннадьевич, научный сотрудник,
Балтийский государственный технический университет
им. Д.Ф. Устинова «Военмех», г. Санкт-Петербург, Россия,

КАСИМЦЕВ Владимир Владимирович, генеральный директор
ЗАО НПО «ЭННА», г. Воронеж, Россия.

Abstract. It is developed the technological method of receiving of dimensional galvanic covering on shaft with given operation factors of microrelief.

В настоящее время в контактных уплотнениях вращательного и возвратно-поступательного движения валы для защиты от износа, коррозионного воздействия среды, снижения усилий страгивания подвергаются нанесению на их рабочую поверхность твердых гальванических покрытий, таких как хромирование, никелирование и т. д.

Наиболее часто применяется гальваническое хромирование, которое позволяет, в зависимости от режима нанесения получить поверхностную твердость от 400 до 1300 HV.

Высокие эксплуатационные свойства хромовых покрытий, их относительно низкая стоимость и доступность, отработанность технологических процессов делают их привлекательными для конструкторов и эксплуатационщиков.

К недостаткам гальванического хрома следует отнести высокие внутренние напряжения, возникающие в покрытии в процессе нанесения и приводящие к образованию сетки трещин, а также плохая рассеивающая

способность гальванических ванн для хромирования, из-за чего осаждение происходит прежде всего на микровыступах, образуются поры, и при толщине покрытия более 10 – 30 мкм интенсивно развивается процесс образования на поверхности глобул.

Это затрудняет нанесение размерного хромового покрытия, не требующего дополнительной механической обработки. Для обеспечения на детали рабочего слоя хрома толщиной 50 – 100 мкм приходится наносить вдвое большую толщину слоя, а затем удалять его механическим путем – шлифованием.

После такой обработки деталь имеет существенно, на порядок, различающуюся продольную и поперечную шероховатость с очень острыми вершинами микровыступов, которые незначительно удаётся сгладить трудоемким процессом полировки. Применение методов поверхностно-пластического деформирования, в практических целях неприемлемо из-за высокой твердости и хрупкости хрома на относительно мягкой подложке основного материала детали.

В то же время, очевидно, что создание регулярного микрорельефа поверхности аналогично полученному при вибрационной обкатке [1, 2, 3], позволило бы существенно увеличить работоспособность валов и контактных уплотнений в целом.

Проведенные нами исследования распределения микропотенциалов на моделях, имитирующих шероховатость поверхностей при различных видах механической обработки, показали, что наиболее высокая неравномерность распределения потенциала наблюдается для шлифованных поверхностей. Виброобкатанные поверхности с РМР 4-го рода имеют электрический потенциал практически отслеживающий микрорельеф поверхности.

Несомненным преимуществом виброобкатанных поверхностей, особенно с микрорельефом 4-го рода, является создание в поверхностном слое сжимающих напряжений.

Поэтому нами было выдвинуто предположение о возможности получения размерного гальванического хромового покрытия с РМР по следующей технологии:

- 1) виброобкатка поверхности детали перед гальванической обработкой.
- 2) нанесение размерного гальванического хрома.

Предварительные испытания, проведенные на образцах, показали возможность получения размерного хрома толщиной до 200 мкм с сохранением РМР, при этом существенно уменьшилось количество трещин на поверхности покрытия.

Практическая реализация предложенного способа на гидравлических амортизаторах транспортных машин позволила увеличить их ресурс безаварийной работы не менее чем в 1,6 раза.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Шнейдер Ю. Г. Образование регулярных микрорельефов на деталях и их эксплуатационные свойства. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1972.
2. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1982.
3. Сологубов Д. Н., Иванов Р. Г. Технологические методы повышения работоспособности подвижных контактных уплотнений валов.// Настоящий сборник.

10-я Международная научно-техническая конференция "ТЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАТВОРНОГО ИМПУЛЬСНОГО ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

THE EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF THE PULSE BARRIER FACE SEAL

КУЗНЕЦОВ Эдуард Геннадьевич, аспирант,
ПОНОМАРЕНКО Владимир Вячеславович, инженер
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина,

ЧЕРНОВ Александр Евгеньевич, к.т.н., зав. отделом,
ОАО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина,

ГРОМЫКО Борис Михайлович, к.т.н., директор главного
научно-конструкторского центра
ОАО «НПО ЭНЕРГОМАШ» им. академика В.П. Глушко, г. Химки, Россия.

Abstract. Construction and principle of gas-barrier pulse mechanical seal are considered in this article. Experimental research results are presented for discussion. In the course of those pressure was measured in closed chambers and over interchamber interval, effect of number of chambers on discharge characteristics was tested.

Введение

В последнее время наблюдается настоящий бум, связанный с использованием торцовых уплотнений на газовой смазке в центробежных компрессорах и насосах химических производств. Это обусловлено, прежде всего, существенным увеличением ресурса и надежности концевых уплотнений роторов, снижением затрат на эксплуатацию и обслуживание и, самое главное, отсутствием загрязнения перекачиваемого продукта затворной жидкостью.

Большое количество зарубежных и отечественных фирм, специализирующихся на выпуске уплотнений, за последние годы разработали и производят торцовые уплотнения на газовой смазке [1 - 3]. Практически во

всех газовых торцовых уплотнениях используется газодинамический принцип создания смазочного слоя, различаются эти уплотнения только формой газодинамических канавок и отдельными конструктивными особенностями узла.

Очень интересным направлением считается использование газовых уплотнений в насосах, перекачивающих токсичные, взрывоопасные и радиоактивные жидкости. Как правило, это торцовые уплотнения с двумя парами трения, между которыми подается затворный газ под давлением на 0,05 – 0,2 МПа, превышающим уплотняемое. От традиционных двойных торцовых механических уплотнений они отличаются только профилированными торцовыми поясками, которые обеспечивают работу торцовой пары с гарантированным зазором величиной 0,002..0,003 мм.

Особого внимания заслуживает газовое затворное уплотнение марки 4400 TwinHybrid™ Gas Seal американской фирмы A.W. CHESTERTON [4]. Основным отличием этого уплотнения является то, что запирающее уплотнение среды осуществляется в одной торцовой паре, разделенной кольцевой затворной канавкой на два концентричных торцовых пояска, один из которых плоский торцовый, а другой газодинамический с замкнутыми спиральными микроканавками. Затворный газ поступает в кольцевую канавку через отверстия в аксиально-подвижном уплотнительном кольце, затем захватывается микроканавками и создает на нижнем торцовом пояске область повышенного давления, которая обеспечивает функционирование двух уплотнительных поясков (верхнего и нижнего) в бесконтактном режиме [5]. Таким образом, затворный газ выполняет две функции: является смазкой и затвором, такое техническое решение позволяет добиться очевидных преимуществ:

- повышается общая надежность узла за счет упрощения, связанного с сокращением количества деталей;
- значительно уменьшаются осевые габариты уплотнения.

В настоящем докладе представлены последние результаты экспериментальных исследований интересной, с нашей точки зрения, конструкции газозатворного импульсного уплотнения, которая появилась на свет несколько раньше западных аналогов [6] и отличается от них рядом преимуществ, которые вытекают из импульсного принципа создания зазора в торцовой паре.

Импульсное газозатворное торцовое уплотнение

Газозатворное импульсное торцовое уплотнение, конструкция которого показана на рисунке 1, было создано в январе 1998 г. и впервые испытано на стенде в лаборатории герметичности и виброненадежности центробежных машин кафедры Общей Механики и Динамики Машин Сумского государственного университета. Его предшественником было затворное импульсное уплотнение, имеющее много общего с уплотнением фирмы A.W. CHESTERTON [7].

В отличие от газодинамических торцовых уплотнений, импульсное одинаково надежно работает, как на газе, так и на жидкости, поэтому при отсутствии источника газа требуемого давления в уплотнение можно подавать затворную жидкость, совместимую с перекачиваемым продуктом. Все это многократно подтверждалось в процессе экспериментальных исследований газозатворного уплотнения. О надежности затворного импульсного уплотнения свидетельствует также опыт эксплуатации в насосе ТХ 18/20, перекачивающем слабый водный раствор серной кислоты. Во время эксплуатации насоса случайно была отключена подача затворного воздуха, уплотнение начало пропускать продукт и в таком режиме отработало около недели, после того как на уплотнение опять подали воздух, штатный режим работы был восстановлен, утечка перекачиваемой среды прекратилась. В 2000 г. был получен патент России на конструкцию импульсного газозатворного уплотнения, а опытные образцы этих уплотнений успешно эксплуатируются на центробежных насосах с 1998 г. [8].

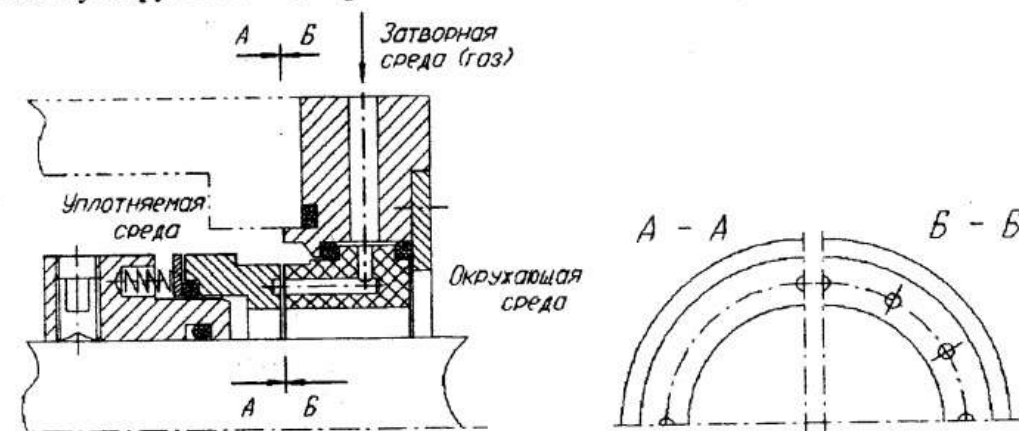


Рисунок 1 – Затворное импульсное торцовое уплотнение

В отличие от уплотнения 4400 TwinHybrid™ Gas Seal фирмы A.W. CHESTERTON, а также импульсного уплотнения, представленного в [7], рассматриваемая в докладе конструкция не имеет кольцевой канавки на торце и затворная среда подается в торцовую пару через каналы, выполненные в статорном, неподвижном в осевом направлении кольце. При вращении вала затворный газ попадает в замкнутые камеры, выполненные на торцовой поверхности вращающегося аксиально-подвижного кольца. При этом, за счет сжимаемости затворного газа, в камерах происходит повышение давления и образуется торцовый зазор, величину которого можно достаточно плавно и точно регулировать за счет увеличения или уменьшения давления затворного газа. То есть, в представленной конструкции уплотнения запираение уплотняемой среды происходит не по сплошной в окружном направлении канавке, а по дискретным камерам, прерывающимся по окружности. При этом возникают вопросы, а насколько надежно проис-

ходит запираение по камерам, не будут ли, при определенных условиях, наблюдаться утечки уплотняемой среды через межкамерные промежутки? Какие должны быть камеры и их количество, чтобы обеспечить надежную работу уплотнения в бесконтактном режиме и без утечки уплотняемой среды? Рассчитывать на широкое применение газозатворного импульсного уплотнения без глубокого понимания процессов, происходящих в торцовом зазоре, невозможно.

Впервые замеры давления уплотняемой жидкости в камере традиционного импульсного торцового уплотнения были выполнены в 70-ых года прошлого века [9]. На основании полученных результатов была построена методика расчета импульсных уплотнений на жидкостной смазке, которая широко используется в настоящее время [10]. Однако, учитывая существенное различие конструкций газозатворного и традиционного импульсного уплотнения, режимов их работы, а также отличную по физическим свойствам смазывающую среду (затворный газ), стало очевидным, что строить физическую картину процессов, происходящих в зазоре затворного уплотнения, на основании этих данных нельзя. Поэтому проведение экспериментальных исследований уплотнений с измерениями давлений затворной среды в различных точках торцового зазора было очень важной и актуальной задачей.

Экспериментальное исследование влияния количества камер на расходные характеристики затворного импульсного торцового уплотнения

На первом этапе исследовался вопрос влияния количества камер и питающих каналов на расход затворного газа и, следовательно, на величину торцового зазора. Для этого авторами использовался экспериментальный стенд, созданный на базе консольного насоса ХО45/90, позволяющий исследовать торцовые уплотнения на воде и воздухе при давлениях до 3,0 МПа и частоте вращения ротора от 1000 до 4500 об/мин. Такие эксплуатационные параметры позволяют перекрыть диапазон условий работы для подавляющего большинства уплотнений насосов химических производств.

Принципиальная схема экспериментального стенда показана на рисунке 2. Стенд состоит из испытательной головки, системы подготовки газа и привода. Асинхронный электродвигатель 1, скорость вращения которого задается с помощью тиристорного преобразователя частоты, приводит во вращение испытываемое уплотнение, которое размещается в испытательной головке стенда 2. Требуемые условия работы уплотнения обеспечиваются системой подготовки газа. Для ее функционирования используется затворный газ из баллона 16. Отстоявшийся газ через вентиль 14 поступает к двум газовым редукторам (регуляторами давления) 9 и 10. Давление газа перед редукторами контролируется с помощью манометра 12. Редукторами 9 и 10 задаются давления, имитирующие затворное и уплот-

няемое давление работающего насоса (компрессора) соответственно. После редуктора 9 газ под требуемым давлением, которое контролируется с помощью манометра 8, через баллон 7, фильтр тонкой очистки 6, вентиль 5 и ротаметр 4 поступает в торцовую пару испытуемого уплотнения. Из редуктора 10 газ под давлением, контролируемым с помощью манометра 11, попадает в баллон 13. В случае, если планируется проведение экспериментов с использованием жидкой уплотняемой среды, баллон предварительно заполняется соответствующей жидкостью. Уплотняемая среда под давлением из баллона через вентиль 15 поступает в корпус испытательной камеры. На обеих линиях подачи затворной и уплотняемой сред расположены вентили 3 и 17, которые служат для сброса давления в головке 2 после окончания испытаний. Расход подводимой затворной среды измеряется с помощью ротаметра 4. Суммарный расход утечек уплотняемой и затворной сред в случае одинаковых физических свойств последних измеряется ротаметром 19.

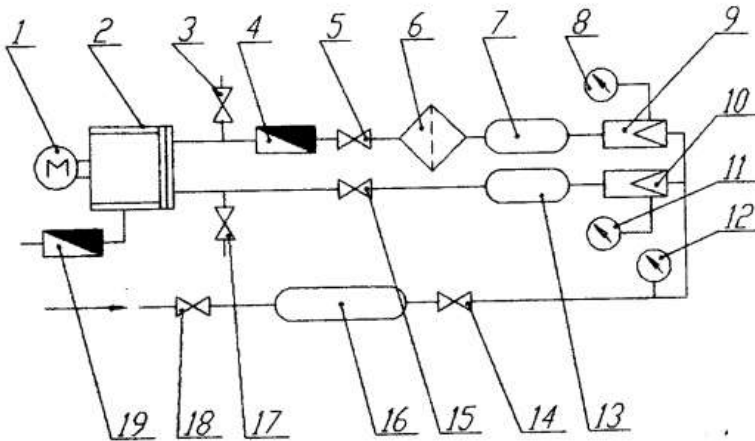


Рисунок 2 – Структурная схема экспериментального стенда

Для исследования характера влияния количества камер и питающих каналов на расходные характеристики газозатворного уплотнения были изготовлены три варианта уплотнительных колец с наружным диаметром уплотнительного пояса $\varnothing 130$ мм, различающихся только количеством камер – 6, 12 и 24, выполненных по одинаковой технологии с одинаковыми размерами ($\varnothing 3$ мм и глубиной 2 мм), а также количеством питающих каналов – 3 и 4 ($\varnothing 3$ мм). Все остальные геометрические характеристики уплотнительных колец были идентичными. Частота вращения вала стенда изменялась при помощи тиристорного преобразователя частоты от 1 000 до 3 000 об/мин, а давление затворного газа – от 0,1 до 0,6 МПа. В ходе эксперимента фиксировался суммарный расход затворного газа на входе в

уплотнение в зависимости от величины частоты вращения, уплотняемого и затворного давлений.

Расходные характеристики экспериментального уплотнения с различным количеством камер и питающих каналов показаны на рисунках 3 и 4, для удобства анализа графики построены с одинаковой шкалой по оси абсцисс и ординат. На рисунке 3 видно, что с повышением частоты вращения ротора, наблюдается увеличение расхода затворного газа, что свидетельствует об увеличении торцового зазора в паре. Такое поведение затворного уплотнения полностью соответствует традиционным представлениям о работе импульсного уплотнения - с увеличением частоты вращения сокращается период времени между запитками камер затворным газом, поэтому осредненное давление в них возрастает. Баланс осевых сил, действующих на аксиально-подвижное кольцо, нарушается, для его восстановления автоматически увеличивается торцовый зазор, тем самым уменьшается сопротивление торцовых дросселей над и под камерами, следовательно, первоначальное значение осредненного давления в камерах восстанавливается, но уже при большем значении зазора в торцовой паре.

Сравнивая попарно графики на рисунке 3 (а - б, в - г, д - е и ж - з) можно заметить, что с увеличением давления уплотняемой среды расход затворного газа (при одинаковом перепаде $\Delta p = P_{зат} - P_{упл}$) существенно уменьшается. Причем это явно проявляется при малом количестве камер (графики 3 а и 3 б), с увеличением количества камер эта зависимость уже перестает быть ярко выраженной (графики 3 ж и 3 з).

Влияние количества камер и питающих каналов на характеристики затворного уплотнения удобно анализировать, сравнивая графики, показанные на рисунке 4. Рассматривая их, можно сделать однозначный вывод, что количество камер существенно влияет на расход затворного газа через уплотнение, т.е. с увеличением количества камер расход растет, при этом крутизна расходной характеристики также существенно зависит от числа камер: при большем количестве камер расходная характеристика уплотнения более крутая. Можно сказать, что с увеличением числа камер импульсное уплотнение становится «больше газостатическим», так как уменьшается окружная длина межкамерных промежутков и поясок с дискретными замкнутыми камерами стремится к газостатической кольцевой канавке, что и находит свое отражение в поведении расходных характеристик.

При малом числе камер затворное уплотнение работает устойчиво в бесконтактном режиме, расходные характеристики становятся более пологими. То есть существенное увеличение перепада давления на уплотнении приводит к незначительному увеличению расхода затворного газа, следовательно, газовый слой в торцовом зазоре становится более жестким и меньше реагирует на изменения внешних факторов. Влияние количества питающих каналов на расход затворной среды через уплотнение имеет ка-

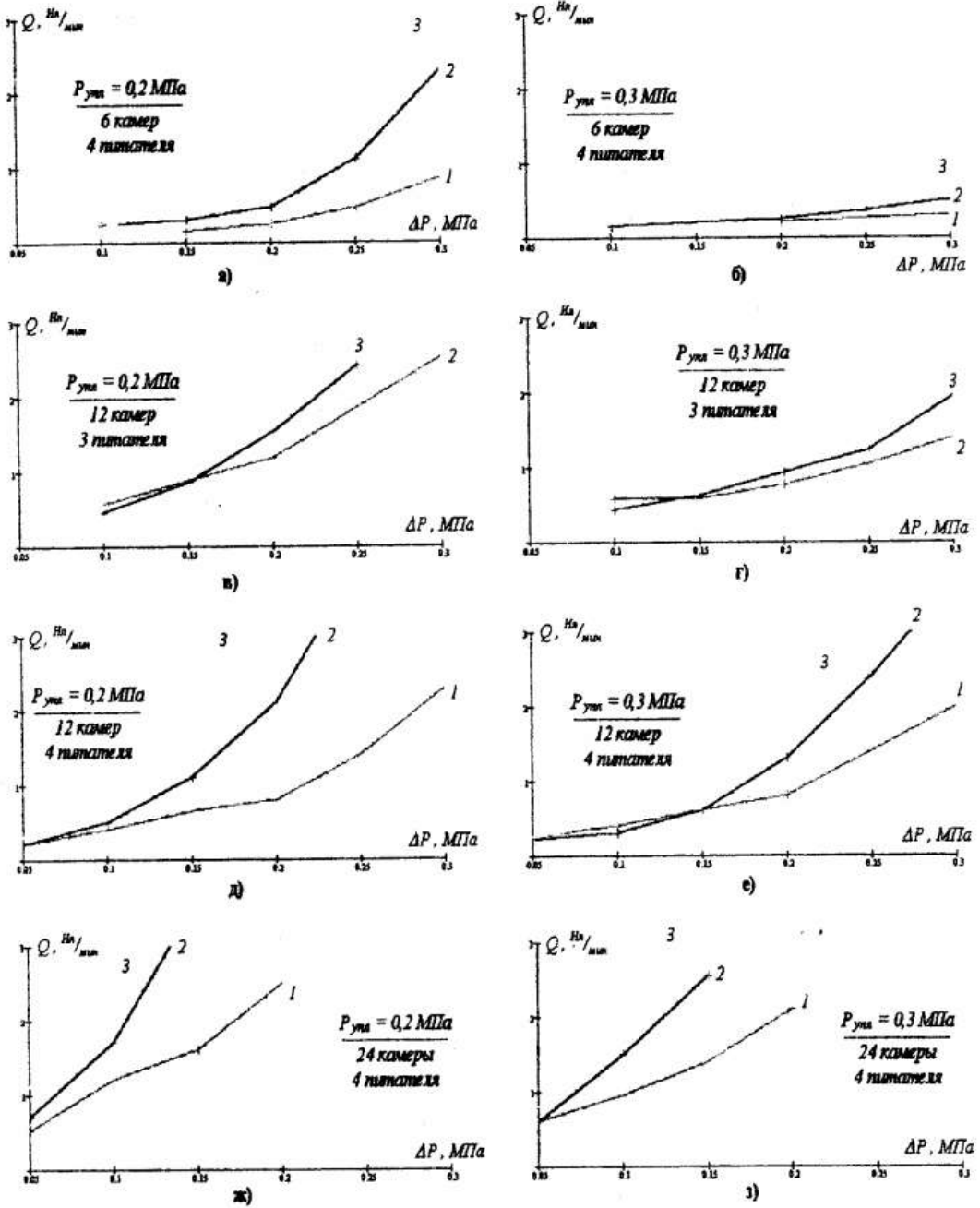


Рисунок 3 – Расходные характеристики газозатворного уплотнения:

- 1 – частота вращения 1000 об/мин ;
- 2 – частота вращения 2000 об/мин ;
- 3 – частота вращения 3000 об/мин

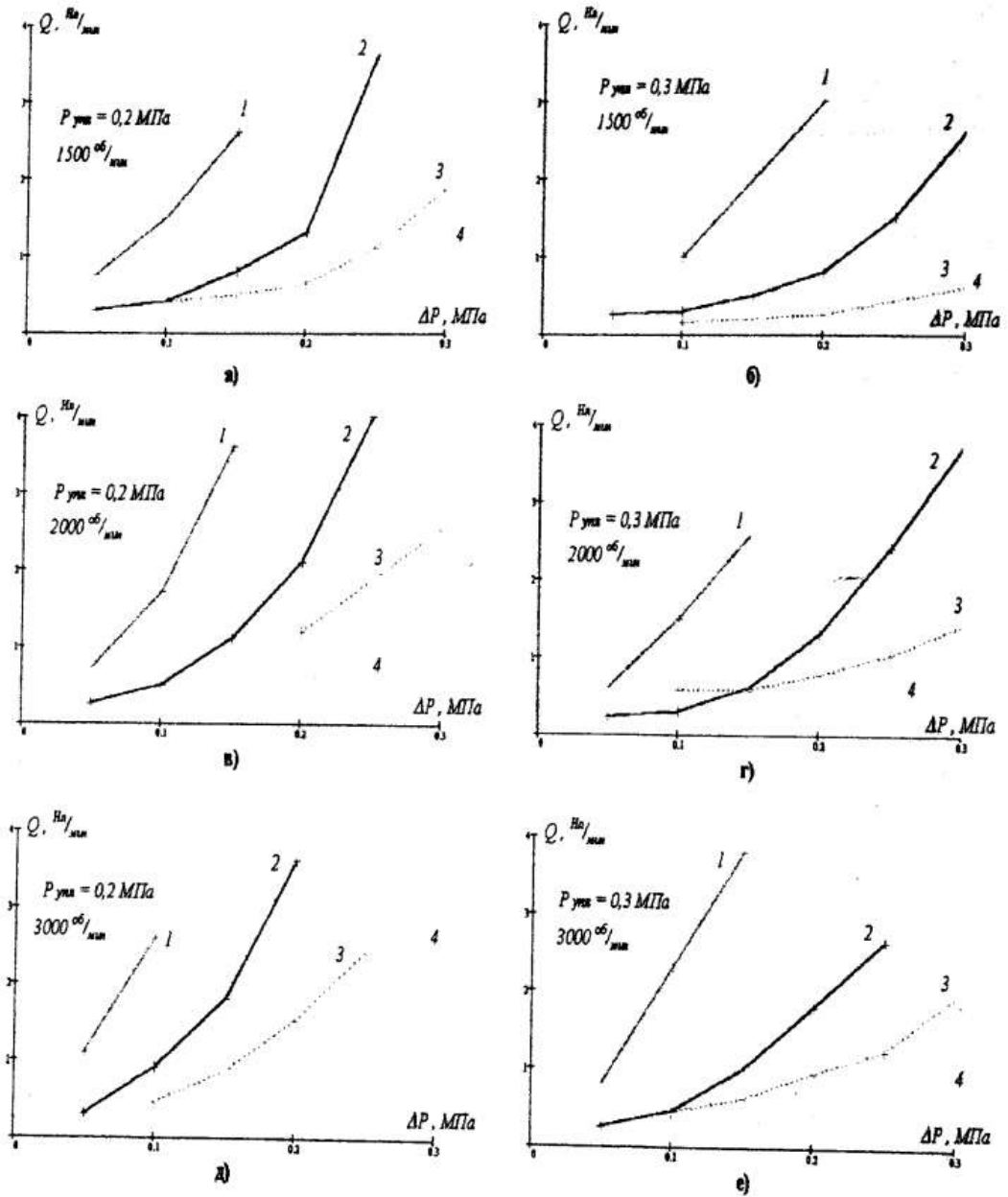


Рисунок 4 – Сравнительные расходные характеристики различных вариантов затворного импульсного уплотнения:

- 1 – 24 камеры - 4 питателя;
- 2 – 12 камер - 4 питателя;
- 3 – 12 камер - 3 питателя;
- 4 – 6 камер - 4 питателя

чественно сходный характер, т.е. с увеличением количества питающих каналов расход через уплотнение растёт и характеристики «задираются вверх».

Экспериментальные исследования давления затворного газа в торцовом зазоре

Для измерения давления затворной среды в торцовой щели было разработано и изготовлено затворное торцовое уплотнение, в котором уплотнительное кольцо с камерами выполнено неподвижным, установленным в корпусе, а кольцо с питающими каналами – аксиально-подвижным на валу (рисунок 5).

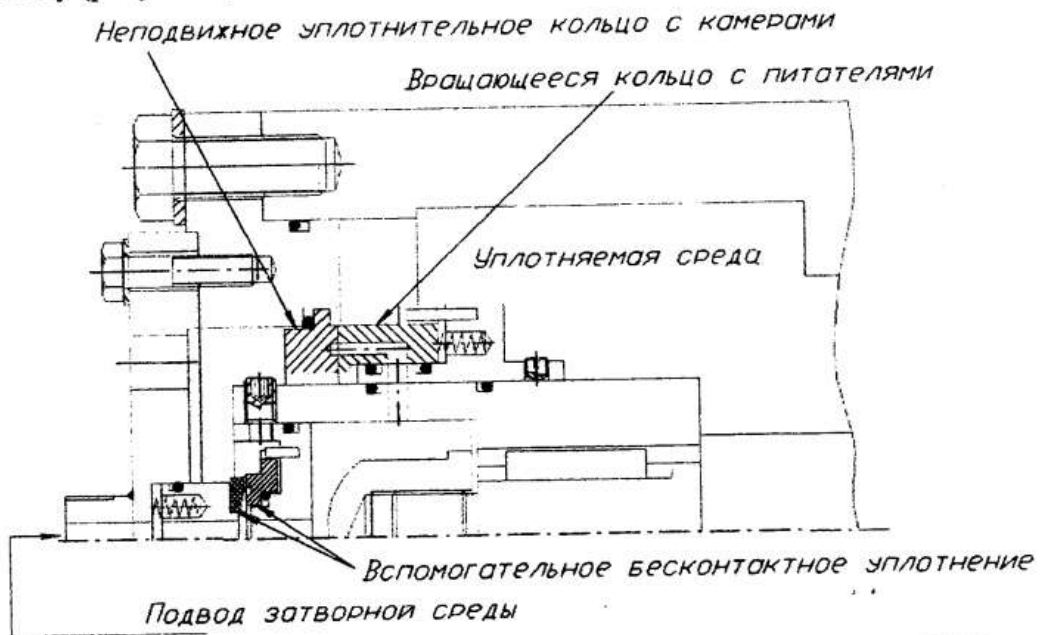


Рисунок 5 – Продольный разрез головки экспериментального стенда

В ходе исследований ротаметром РМ-А-0,1-ГУЗ измерялся суммарный расход затворной среды на входе в уплотнение, а малогабаритными датчиками измерялось давление:

- затворной среды на входе в стенд;
- уплотняемой среды в головке стенда;
- в замкнутой камере неподвижного кольца;
- на межкамерном промежутке, посередине между камерами.

Для измерения давления применялись пьезо-резистивные датчики, входящие в комплект универсального преобразователя Endevco 4942V. Для отображения, обработки и записи на жесткий диск, поступающих с датчиков сигналов, использовался IBM-совместимый компьютер с процессором Pentium-133 и аналогово-цифровой преобразователь Искра 10-015.

Расположение датчиков давления на торцевой поверхности статорного кольца показано на рисунке 6.

Для герметизации подвода затворного давления по валу во вращающееся кольцо применялось импульсное торцовое уплотнение на газовой смазке, выполненное по традиционной схеме, т.е. с питающими каналами радиального типа, открытыми в сторону области повышенного давления. Утечку затворной среды через вспомогательное уплотнение измеряли непосредственно перед проведением эксперимента.

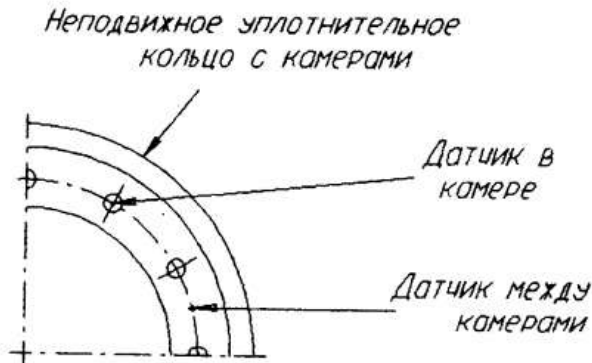


Рисунок 6 – Неподвижное уплотнительное кольцо с датчиками давления

При проведении измерений давление уплотняемой среды (воздух, вода) изменялось в пределах 0,1...0,5 МПа, давление затворной – от 0,2...0,6 МПа, при скорости вращения ротора от 1000 до 3000 об/мин. Во время проведения экспериментов непрерывно велась запись сигналов, поступающих от датчиков давления.

На рисунке 7 показаны измеренные временные развертки давления в камере и межкамерном промежутке, полученные при разных сочетаниях давлений уплотняемой и затворной среды. Сравнивая графики 7 а, 7 б, 7 в, можно отметить, что, при большем перепаде давления $\Delta p = p_{зат} - p_{упл}$, наблюдается увеличение амплитуды изменения давления в камере. Это можно объяснить тем, что с увеличением перепада давления растет торцовый зазор, поэтому падение давления в камере достигает такого значения. Также хорошо видно, что падение давления в межкамерном промежутке в несколько раз превышает величину падения давления в камере.

К сожалению, объем доклада не позволяет представить все полученные результаты, поэтому приведем только основные закономерности, которые были выявлены при анализе экспериментальных данных:

- повышение перепада $\Delta p = p_{зат} - p_{упл}$, при $p_{упл} = const$, приводит к увеличению амплитуды колебаний давления в камере и на межкамерном промежутке (рисунки 7 а, 7 б, 7 в), а также к увеличению расхода затворного газа через уплотнение (рисунок 4);

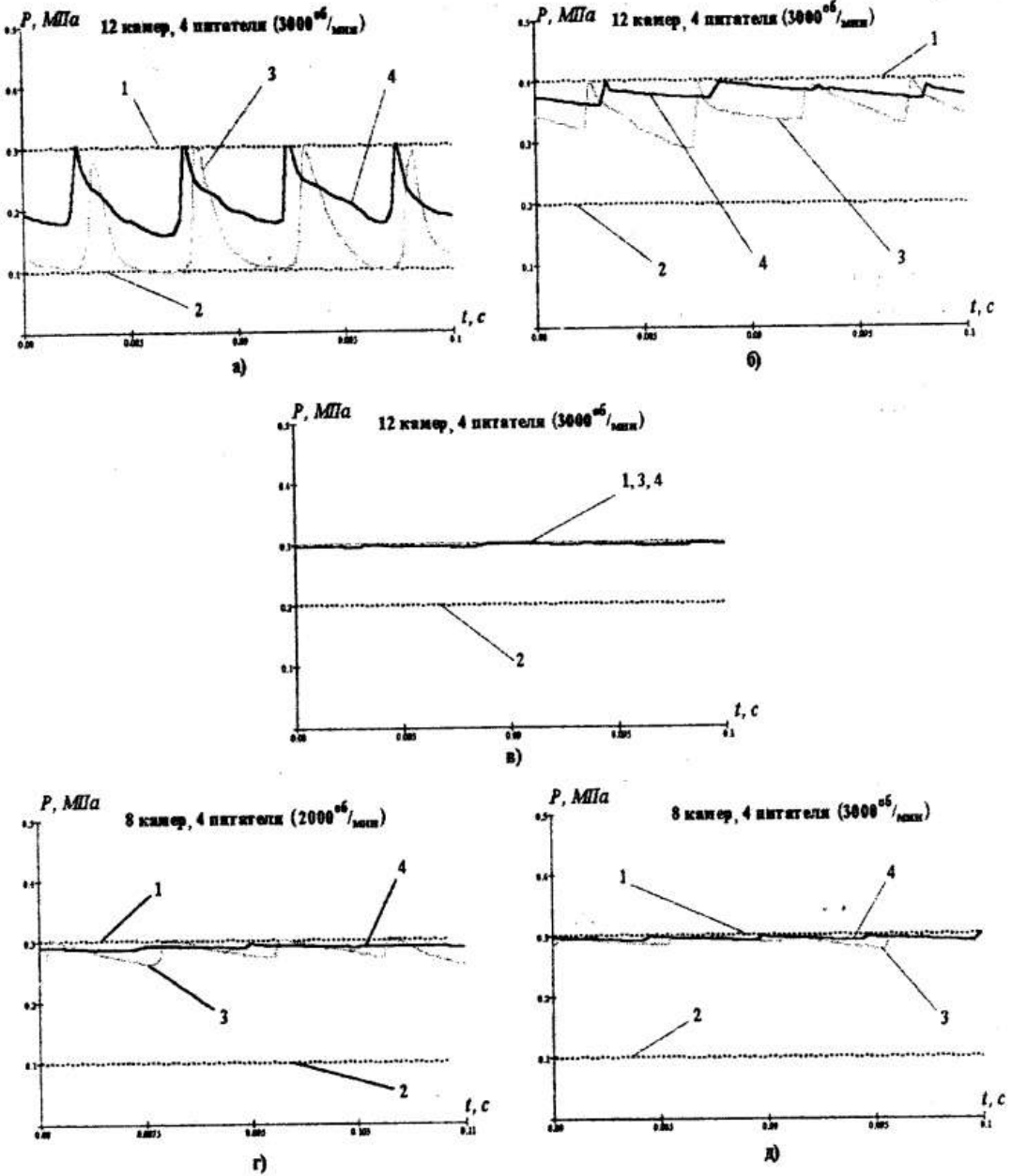


Рисунок 7 – Изменение давления затворного газа в камерах и на межкамерном промежутке во времени:

- 1 – давление затворной среды;
- 2 – давление уплотняемой среды;
- 3 – давление между камерами;
- 4 – давление в камере

- при постоянном перепаде давления $\Delta p = const$ амплитуда колебаний давления в камере и между камерами (рисунки 7 а, 7 б), а также расход затворного газа уменьшаются с повышением давления уплотняемой среды (рисунок 4);
- с ростом частоты вращения вала происходит увеличение расхода затворного газа (рисунок 3), а также уменьшение амплитуды давления в камерах и между камерами (рисунки 7 г, 7 д);
- с уменьшением количества камер и питающих каналов давление в камерах и между камерами (рисунки 7 а, 7 д), а также расход затворного газа (рисунок 4) становятся менее чувствительными к изменению рабочих параметров (частоты вращения вала, перепада давления, давления уплотняемой среды).

Заключение

Представленные в докладе результаты экспериментальных исследований затворного импульсного торцового уплотнения имеют серьезный научный и практический интерес. Впервые экспериментально показано, что количество камер на торцовой поверхности импульсного торцового уплотнения оказывает существенное влияние на величину расхода затворной среды (и зазора в торцовой паре), причем с уменьшением количества камер величина расхода (зазора) также уменьшается, а расходные характеристики становятся более пологими и «жесткими».

Результаты исследований по измерению давления затворной среды в камерах и на межкамерном промежутке позволяют глубже понять механизм процессов, происходящих в торцовой щели импульсного уплотнения. Отмечается большое отличие между осредненными давлениями в камере и на межкамерном промежутке, что свидетельствует о существенной неравномерности в окружном направлении поля давления затворной среды на кольцевом пояске, занятом камерами. Причем, с ростом перепада давления $\Delta p = p_{зат} - p_{упл}$, эта неравномерность увеличивается, при этом растет амплитуда колебаний давления в камерах, что, при большом перепаде Δp и малых скоростях вращения вала, может привести к появлению утечки уплотняемой среды через межкамерные промежутки. Устранить указанную особенность уплотнения можно, варьируя количеством камер и питающих каналов, а также, выполняя условие $0,05 < \Delta p < 0,2$ МПа, что не представляет трудностей.

Также из результатов исследований следует, что для затворных импульсных торцовых уплотнений, у которых давление запитки камер может в несколько раз превышать уплотняемое, необходимо совершенствовать методику расчета [11] с учетом не только радиального, но и окружного течения затворной среды.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Dry-running double seal for process pumps.\ BW/IP, Sealing Technology Newsletter No. 16, April, 1995, pp.2-3;
2. William V. Adams. Innovative technology uses gas in place of liquid to lubricate double mechanical seals.\ Sealing Technology Newsletter No. 11, November, 1994, pp. 9-12;
3. Patrick M. Flatch. Dry-running seal technology for emission containment.\ Sealing Technology Newsletter No. 10, October, 1994, pp. 8-11.
4. United States Patent № 6 076 830 'Dual Non-Contacting Mechanical Face Seal Having Concentric Seal Faces' (filled January 26, 1998), 2000.
5. H.V. Azibert, M.S. Clark, M. Hanzon, S. Wu. Enhanced Gas Seal Technology for Pumps and Mixers in the Process Industries.\ Seals and Sealing Technology in Machines and Devices, IXth International Conference, Wroclaw, 2001, pp. 22-28.
6. Патент России № 2159374 (приоритет от 10.01.1999 г.), 2000 г.
7. V.A. Martsinkovsky, A.E. Chernov, V.S. Martsinkovsky, S.A. Kovalenko, B.M. Gromyko, E.M. Matveev. New Sealing Systems for Pumps in Chemical Industry.\ Seals and Sealing Technology in Machines and Devices, VIIIth International Conference, Wroclaw 1998, pp. 123-131.
8. Y. Gaft et al. Development and application of double pulse gas-liquid seals. // Proc. 16th International Conf. Of Fluid Sealing.- Brugge, Belgium, 2000. – P. 255-269.
9. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение. 1980.- 200 с.;
10. Марцинковский В.А., Ворона П.И. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат. 1987.- 256 с.
11. Э.Г. Кузнецов, Н.В. Зуева, А.Е. Чернов. "Расчет статических характеристик газозатворного торцового уплотнения импульсного типа". Вестник НТУУ "КПИ" "Машиностроение", 2002, вып. 42, Т.2, Киев, 2002, сс. 161-166.

МЕХАНИЗМ ГЕРМЕТИЗАЦИИ И РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ САЛЬНИКОВ

MECHANISM OF SEALING ABILITY AND CALCULATION OF RADIAL STUFFING-BOX SEALS

ГАФТ Яков Зиновьевич, д.т.н., ген. директор,
«Гидромаш-Герм ЛТД», г. Москва, Россия,

МАРЦИНКОВСКИЙ Владимир Альбинович, д.т.н., профессор,
ЗАГОРУЛЬКО Андрей Васильевич, к.т.н., с.н.с.,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина.

Abstract. Detail experimental investigation of sealing process mechanism of stuffing-box seals have shown, what during work conditions of loading and contact pressures essentially change due to additional loading caused by sealing pressure. Under certain conditions sealing pressure may unload packing and reduce losses of power on friction.

On the basis of the experiment data the model of sealing process which takes into account both preliminary loading (mounting) and influence on packing of sealing pressure is offered. In result the adjusted, compatible to experience values of flow and losses of power on friction are received.

Основные обозначения

E -	модуль упругости набивки,
$F_{1,2}$ -	силы трения набивки по корпусу и по валу,
N -	мощность, теряемая на трение набивки по валу,
P -	давление уплотняемой жидкости,
R, r, r_m -	наружный, внутренний и средний радиусы пакета набивки,
b -	размер стороны квадратного сечения набивки,
$f_{1,2}$ -	коэффициенты трения набивки по корпусу и по валу,
h -	радиальный зазор на участке l_s ,
q -	расход через уплотнение,
k -	коэффициент бокового давления,
l -	длина пакета набивки,
l_s -	длина участка, на котором набивка оттесняется от вала,
l_c -	длина участка, на котором набивка контактирует с валом,

- n - число колец набивки,
 $p_{c,z} = \sigma_{y,z}$ - радиальные и осевые напряжения в произвольном осевом сечении набивки,
 p_{c1}, p_{z1} - радиальное (контактное) и осевое давления в сечении $z=l$,
 $z, \bar{z} = z/l$ - размерная и безразмерная осевые координаты,
 ε_y - относительная радиальная деформация набивки,
 μ - коэффициент динамической вязкости уплотняемой среды,
 ν - коэффициент Пуассона,
 ω - частота вращения ротора;
- верхние индексы:* (0) - соответствует параметрам, обусловленным предварительным (монтажным) сжатием набивки нажимной втулкой,
 (1) - относится к параметрам, соответствующим нагружению набивки давлением уплотняемой жидкости (без учета радиальных деформаций),
 (2) - относится к параметрам, соответствующим нагружению набивки давлением уплотняемой жидкости с учетом радиальных деформаций;
- нижние индексы:* c, s - обозначают соответственно контактное и гидростатическое давления, * отмечены величины на границе участка непосредственного контакта набивки с валом.

Вводные замечания

Надежность и экономичность насосного оборудования в большой мере определяются системами герметизации (уплотнениями) роторов: до 70% отказов происходит из-за выхода из строя уплотнений. Уплотнение вращающегося вала – самый уязвимый узел насоса. И это не удивительно, так как задача полного предотвращения протечек жидкости через неизбежный зазор между корпусом и вращающимся валом в принципе не имеет технически приемлемых решений.

Наиболее распространенным типом уплотнений роторов насосов до сих пор остаются сальниковые уплотнения. Обследования, проведенные Европейской ассоциацией производителей уплотнений (European Sealing Association), показали [1], что в 1997 году в странах Западной Европы от 55 до 85% насосов было укомплектовано сальниковыми уплотнениями. В странах СНГ этот показатель еще более высокий. По прогнозам лишь через 20 лет количество механических торцовых уплотнений может превысить количество сальников.

Широкое распространение радиальных сальниковых уплотнений обусловлено их относительной простотой и дешевизной. Немаловажное значение имеют и вековые традиции: примитивные сальниковые уплотнения в виде промасленной пеньки появились вскоре после изобретения колеса. Вместе с тем, традиционным конструкциям сальниковых уплотнений присущи органические недостатки: сравнительно большие утечки уплотняемой жидкости и ограниченный ресурс.

Утечки в виде тонкой, прерывистой струйки, при которых обычно работают сальники, составляют примерно 4 л/ч, т.е. более 30 м³/год. Учитывая количество эксплуатируемых насосов, которое только на Украине измеряется миллионами агрегатов, можно представить, сколько перекачиваемых продуктов теряется через уплотнения. Существенно и то, что многие из этих продуктов экологически опасны, и требуются большие затраты на их утилизацию и обезвреживание. Ограниченный ресурс уплотнения требует частых остановок насосов для замены набивки или защитных втулок. Простой насосного оборудования, затраты ручного труда на обслуживание и ремонт уплотнений, расход набивочных материалов (стоимость килограмма качественной безасбестовой набивки составляет 150-200 долларов США) приводят к дополнительным экономическим потерям.

С учетом того, что количество эксплуатируемых сальниковых уплотнений исчисляется миллионами, проблема повышения их надежности, герметичности и экономичности имеет большое значение для ресурсо- и энергосбережения, а также для охраны окружающей среды. По имеющимся оценкам [1] около 60% выбросов в атмосферу связано с протечками через уплотнения.

Таким образом, задача повышения технического уровня сальниковых уплотнений сохраняет свою актуальность. Решение этой задачи требует детального анализа гидромеханических процессов, происходящих в уплотнении. Лишь на этой основе можно преодолеть устоявшиеся стереотипы и создать новое поколение набивочных уплотнений, удовлетворяющих современным требованиям. В свою очередь, рабочий процесс в уплотнении определяется характеристиками вязкоупругой сальниковой набивки, обладающей сложными физико-механическими и химическими свойствами, зависящими от многих эксплуатационных факторов и изменяющимися во времени. Поэтому точное решение задачи расчета уплотнений пока что остается недостижимым. Во многом приходится довольствоваться уровнем правдоподобных рассуждений.

Механизм герметизации в радиальном сальниковом уплотнении

Основой предлагаемого анализа явились экспериментальные исследования механизма герметизации на специальных приборах, которые позволяли измерять важнейшие параметры. В частности, измерялось распределение давления жидкости в зазоре между набивкой и валом, контактное давление, распределение температуры, момент трения и усилие на крышке уплотнения в диапазоне давления герметизируемой жидкости до 2 МПа [2].

Исследования механизма герметизации уплотнения стандартной конструкции (рис.1) в случае, когда уплотняемое давление P больше давления p_{z1} , создаваемого нажимной втулкой при монтаже ($P > p_{z1}$), показали, что со стороны уплотняемой жидкости набивка оттесняется от дна 5

сальниковой коробки и от поверхности вала. По мере роста уплотняемого давления протяженность участка, на котором образуется зазор, увеличивается. Все большая часть давления дросселируется на внешних (со стороны нажимной втулки) кольцах пакета набивки. Температура вдоль пакета набивки нарастает по направлению протечек и достигает максимального значения под внешним кольцом уплотнителя. По мере роста давления жидкости градиент температуры увеличивается, причем под первым (внутренним) кольцом температура уменьшается, а под внешним кольцом растет. Увеличение длины пакета уплотнителя ведет к росту максимального значения температуры.

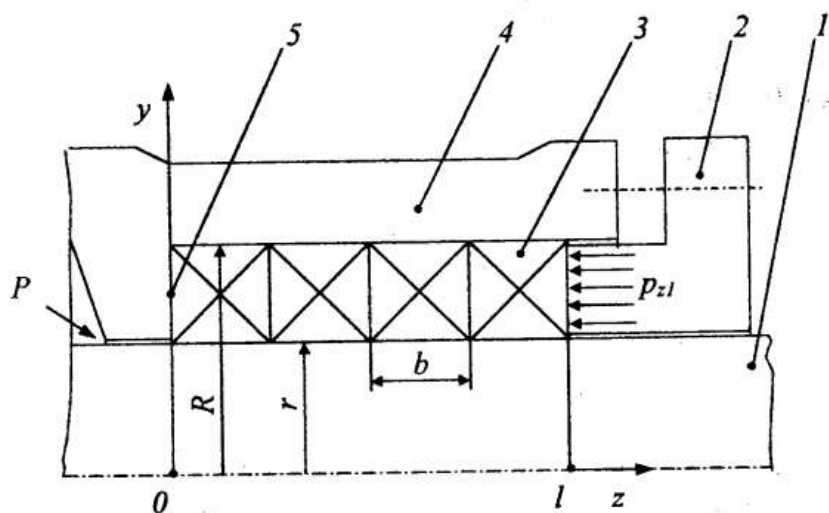


Рисунок 1 - Схема радиального сальникового уплотнения

На основании результатов экспериментальных исследований [2-4] уплотнение можно представить в виде двух последовательно расположенных участков. Первый (l_s)- кольцевой дроссель с переменным зазором, второй (l_c)- участок непосредственного контакта набивки с валом. Участок контакта выполняет основную роль герметизатора. Он образуется за счет сжатия набивки при монтаже и за счет ее радиальных и осевых деформаций давлением уплотняемой жидкости, действующим на внутреннюю торцовую поверхность и на цилиндрическую поверхность участка l_s . Протечки через участок контакта l_c подобны фильтрационному течению. Роль пористого тела играет система лабиринтных микроканалов, образуемых поверхностями вала и плетеной набивки.

Основные характеристики уплотнения: расход, потери мощности на трение и тепловое состояние определяются длиной участка непосредственного контакта набивки с валом и величиной контактного давления. Для их определения нужно решать задачу гидроупругости, т.е. совместно решать уравнения движения жидкости и уравнения напряженно-деформированного состояния вязкоупругой набивки.

Распределение гидростатического и контактного давления по длине пакета набивки

После предварительного сжатия набивки осевым давлением p_{z1} , создаваемым при монтаже нажимной втулкой 2, между набивкой и ограничивающими ее жесткими поверхностями вала 1 и корпуса 4 возникает контактное давление $p_c^{(0)} = \sigma_y^{(0)}$. Для его определения рассматривается условие равновесия элемента набивки в осевом направлении (рис.2, а):

$$\pi(R^2 - r^2)dp_z^{(0)} - 2\pi(Rf_1 + rf_2)p_c^{(0)}dz = 0.$$

При условии, что набивка ограничена жесткими цилиндрическими стенками и не имеет радиальных деформаций ($\varepsilon_y = 0$), радиальные напряжения связаны с осевыми коэффициентом бокового давления $k = \sigma_y/\sigma_z = \nu/(1-\nu)$, где ν - коэффициент Пуассона для материала набивки [5]. С учетом этой связи уравнение равновесия приводится к виду

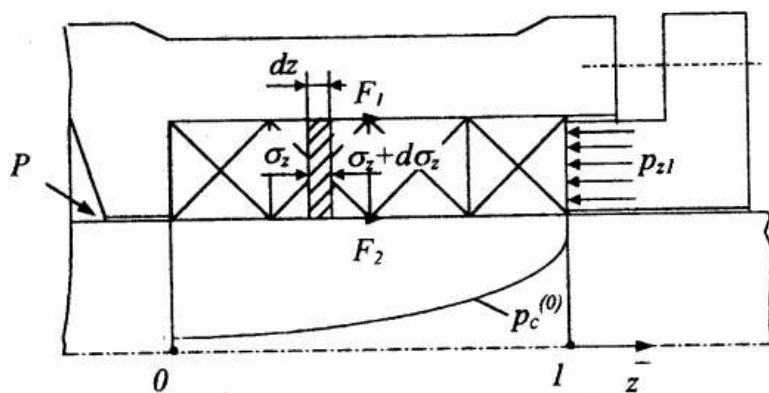
$$\frac{dp_z^{(0)}}{p_z^{(0)}} = kn \frac{R}{r_m} \left(f_1 + \frac{r}{R} f_2 \right) d\bar{z},$$

$n = l/b$ - число уплотнительных колец, $r_m = (R+r)/2$. После интегрирования при граничном условии $\bar{z} = 1, p_z^{(0)} = p_{z1}$, получим

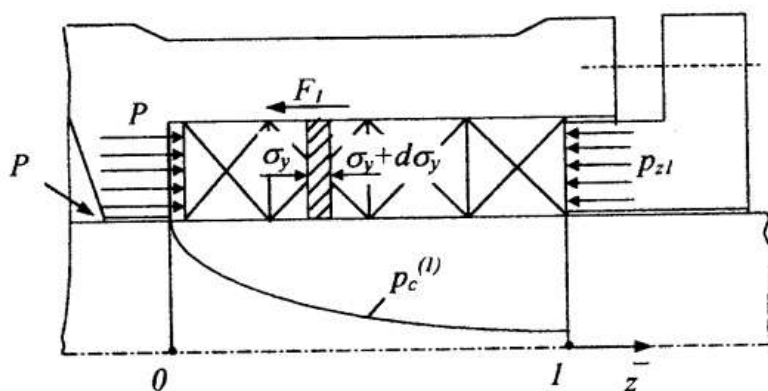
$$p_c^{(0)} = kp_{z1} e^{-a_0(1-\bar{z})}, \quad a_0 = \frac{R}{r_m} kn \left(f_1 + \frac{r}{R} f_2 \right), \quad (1)$$

Найденное контактное давление характеризует предварительное напряженное состояние набивки. Для области сравнительно больших уплотняемых давлений ($P > 0,5 \text{ МПа}$) требуются лишь минимальные усилия предварительной затяжки $p_{z1} \approx (0,2 - 0,3)P$, поскольку герметичность обеспечивается обжатием набивки изнутри уплотняемым давлением. Нажимная втулка выполняет, в основном, роль жесткого осевого упора.

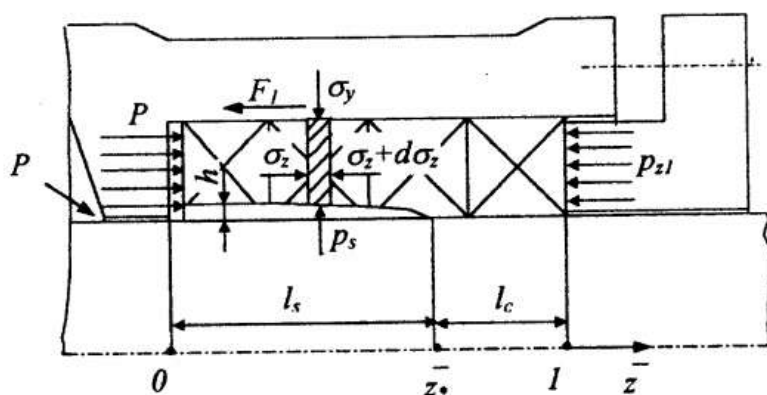
Во время работы насоса на внутренние кольца действует давление P уплотняемой среды. Если $P > p_{z1}$, то набивка оттесняется от вала и от дна сальниковой камеры. На некотором участке l , образуется малый зазор h , в котором протекающая жидкость находится под переменным по длине гидростатическим давлением p_s . В дальнейшем предполагается, что зазор возникает только между набивкой и валом, так как вращающийся и вибрирующий вал создает гидродинамические эффекты, способствующие образованию зазора. Между неподвижными набивкой и корпусом условия образования зазора менее благоприятны. Тем не менее, некоторые протечки возможны и по внешней цилиндрической поверхности набивки. Этот случай здесь не рассматривается.



a)



b)



c)

Рисунок 2 - Расчетные схемы:

a) – набивка под действием только внешней нагрузки;

b) – двусторонняя нагрузка, $\varepsilon_y=0$; c) – двусторонняя нагрузка, $\varepsilon_y \neq 0$.

Расчет напряженного состояния набивки под действием уплотняемого давления проведем в два этапа (последовательными приближениями). На первом этапе (рис.2, б) не будем учитывать малые радиальные деформации набивки. Наличие зазора частично учтем лишь тем, что силу трения F_2 набивки по валу будем считать равной нулю. При этих условиях уравнение осевого равновесия кольцевого элемента набивки толщиной dz принимает вид

$$\pi(R^2 - r^2)dp_z^{(1)} = -2\pi Rf_2kp_z^{(1)}dz.$$

Разделив переменные, получим

$$\frac{dp_z^{(1)}}{p_z^{(1)}} = -a_1 d\bar{z}, \quad a_1 = knf_1 \frac{R}{r_m}. \quad (2)$$

После интегрирования при условии $\bar{z} = 0, p_z^{(1)} = P$, найдем распределение осевых и радиальных напряжений по длине пакета набивки

$$p_z^{(1)} = Pe^{-a_1\bar{z}}, \quad p_c^{(1)} = kp_z^{(1)} = kPe^{-a_1\bar{z}}. \quad (3)$$

Нужно иметь в виду, что формула $k = \sigma_y/\sigma_z = \nu/(1-\nu)$ при отличных от нуля радиальных деформациях дает несколько завышенные значения коэффициента бокового давления.

На втором этапе учтем малые радиальные деформации набивки, возникающие под действием переменного по длине гидростатического давления (рис.2, с). Уравнение осевого равновесия

$$Ap_z^{(2)} - (A + dA)(p_z^{(2)} + dp_z^{(2)}) - F_1 = 0, \quad (4)$$

где

$$A = \pi[R^2 - (r + h)^2] \quad dA = -2\pi(r + h)dh, \quad F_1 = 2\pi Rf_1 p_c^{(2)} dz.$$

Из условия равновесия в радиальном направлении

$$2\pi R dz p_c^{(2)} = 2\pi r dz p_s, \quad p_c^{(2)} = p_s r/R.$$

Пренебрегая в уравнении (4) произведением дифференциалов, а также отношением h/r по сравнению с единицей, приведем уравнение равновесия к виду

$$\frac{dp_z^{(2)}}{p_z^{(2)}} = -a_2 d\bar{z}, \quad a_2 = -\frac{r}{r_m} \left(nf_1 \frac{p_s}{p_z^{(2)}} - \frac{1}{b} \frac{dh}{d\bar{z}} \right). \quad (5)$$

Осевое напряжение $p_z^{(2)}$, входящее в правую часть этого равенства, т.е. в выражение коэффициента a_2 , мало отличается от результатов расчета на первом этапе: $p_z^{(2)} \approx p_z^{(1)}$. Пользуясь этим приближением, после вычисления зазора и гидростатического давления из уравнения (5) можно найти второе приближение для распределения напряжений в набивке. В данной работе эта задача не ставится. Решим не менее важную для практи-

ки задачу определения границы \bar{z}_* участков зазора l_s и контакта l_c , а также радиальных напряжений на участке контакта.

Для решения поставленной задачи в первом приближении примем: $p_z^{(2)} \approx p_z^{(1)}$. Сравнивая (2) и (5) получим уравнение, из которого, найдем искомую координату \bar{z}_* .

Предварительно вычислим зазор и распределение давления жидкости в зазоре. В пределах малых деформаций опрессованную набивку можно считать линейно упругим материалом. Относительная радиальная деформация такой набивки с модулем упругости E , в которой уже есть начальные радиальные напряжения p_c , находится по формуле

$$\frac{h}{b} = \frac{p_s - p_c}{E}, \quad (6)$$

На границе участков $p_{s*} = p_{c*}$ и зазор равен нулю.

Контактное давление равно сумме $p_c = p_c^{(0)} + p_c^{(1)}$. Используя формулы (1) и (3), найдем

$$p_c = kP \left[e^{-a_1 \bar{z}} + \frac{P z l}{P} e^{-a_0 (l - \bar{z})} \right]. \quad (7)$$

Будем считать, что на участке контакта l_c величина p_c изменяется мало: $p_c = p_{c*} \cong \text{const.}$, поэтому производная от зазора

$$\frac{dh}{dz} = \frac{b}{E} \frac{dp_s}{dz}. \quad (8)$$

Для вычисления давления жидкости в зазоре воспользуемся формулой Хагена-Пуазейля и условием неразрывности потока для плоского канала длиной dz

$$q = -\frac{\pi h^3}{6\mu} \frac{dp_s}{dz} = \text{const.} \quad (9)$$

Таким образом, зазор и давление определяются совместным решением уравнения упругости (8) и уравнения гидромеханики (9), т.е. решением статической задачи гидроупругости.

Подставив значение зазора (6) в равенство (9), получим уравнение

$$q d\bar{z} = -\frac{\pi b^3}{6\mu l E^3} (p_s - p_c)^3 dp_s,$$

решение которого должно удовлетворять условиям $\bar{z} = \bar{z}_*$, $p_s = p_{c*}$; $\bar{z} = 0$, $p_s = P$. Интегрируя последнее уравнение по длине зазора, получим

$$q \bar{z} = -B \left[(p_s - p_c)^4 - (P - p_{c0})^4 \right] \quad q \bar{z}_* = B (P - p_{c*})^4, \quad (10)$$

где $B = \pi b^3 / 24 E^3 \mu l$.

Из второго равенства (10) можно выразить граничную координату \bar{z}_* .

через неизвестный пока расход:

$$\bar{z} = \frac{B}{q} (P - p_{c0})^4. \quad (11)$$

Из первого равенства (10) найдем распределение гидростатического давления по длине зазора и его градиент:

$$p_s = p_c + (P - p_{c0}) \left[1 - \frac{q}{B(P - p_{c0})^4} \bar{z} \right]^{1/4}, \quad (12)$$

$$\frac{dp_s}{dz} = -\frac{q}{4B} (P - p_{c0})^4 \left[1 - \frac{q}{B(P - p_{c0})^4} \bar{z} \right]^{-3/4},$$

а по формуле (8) - производную от зазора.

Отметим, что на границе участков $\bar{z} = \bar{z}_*$ градиент давления и производная от зазора (8) обращаются в нуль. На участке контакта течение имеет характер фильтрационного, поэтому в соответствии с законом Дарси давление жидкости линейно убывает по длине этого участка.

Протяженность зазора, расход и мощность трения

Воспользуемся принятым ранее соотношением между коэффициентами a_1 (2) и a_2 (5): $a_1 \approx a_2$. С учетом (3) и (12)

$$a_2 = \frac{r}{r_m} n f_1 \frac{p_s}{P} e^{a_1 \bar{z}} + \frac{r}{r_m} \frac{q}{4BE(P - p_{c0})^3} \left[1 - \frac{q}{B(P - p_{c0})^4} \bar{z} \right]^{-3/4}.$$

На границе участков (11)

$$a_{2*} = \frac{r}{r_m} n f_1 \frac{p_{s*}}{P} e^{a_1 \bar{z}_*}.$$

Из равенства $p_{s*} = p_{c*}$ с учетом (7)

$$a_{2*} = \frac{r}{r_m} k n f_1 \left[1 + \frac{P_{z1}}{P} e^{-a_0} e^{(a_0 + a_1) \bar{z}_*} \right].$$

Сравнивая a_{2*} с a_1 , окончательно получим

$$\bar{z}_* = \frac{l}{a_0 + a_1} \left[a_0 + \ln \left(\frac{b}{r} \frac{P}{P_{z1}} \right) \right]. \quad (13)$$

Из последней формулы вытекают условия, при которых зазор не образуется ($\bar{z}_* \leq 0$) и при которых он распространяется по всей длине пакета набивки ($\bar{z}_* \geq 1$):

$$-a_0 \geq \ln\left(\frac{b p_l}{r p_{z1}}\right), \quad \ln\left(\frac{b p_l}{r p_{z1}}\right) \geq a_1. \quad (14)$$

Длина участка зазора обращается в нуль, т.е. набивка контактирует с валом по всей длине пакета, если

$$\frac{p_{z1}}{P} = \frac{b}{r} e^{a_0}.$$

Зная длину зазора из формулы (11) можно вычислить расход через уплотнение

$$q = \frac{B}{z_* E^3} (p_l - p_{c*})^4, \quad (15)$$

а также мощность, затрачиваемую на преодоление трения на участке контакта

$$N = 2\pi\omega r^2 f_2 p_{c*} (1 - \bar{z}_*). \quad (16)$$

Контактное давление, входящее в формулы для расхода и мощности определяется выражением (7).

Как следует из формулы (15), расход через уплотнение пропорционален четвертой степени разности давлений $P - p_{c*}$ и обратно пропорционален кубу модуля упругости материала набивки. Поскольку контактное давление p_{c*} найдено приближенно, а модуль упругости зависит от типа и размеров пакета, от усилий предварительного обжатия, от свойств уплотняемой среды и температурного состояния узла, а также изменяется во времени из-за выгорания и вымывания пропитки, по формуле (15) можно получить лишь ориентировочные значения расхода. Более достоверные результаты дает формула (16) для вычисления потерь мощности на трение.

В качестве примера вычислим основные характеристики типовой конструкции сальникового уплотнения с параметрами: $R=5$ см, $r=4$ см, $b=1$ см, $n=4$, $f_1=0,1$, $f_2=0,05$, $\mu=6,7 \cdot 10^{-4}$ Н·с/м², $\nu=0,45$, $E=50$ МПа, $P=10^6$ Па, $p_{z1}=0,3P$, $\omega=300$ с⁻¹.

Вычисления по приведенным выше формулам дают: $a_0=0,51$,

$$a_1=0,364, B=1,56 \cdot 10^{-27},$$

$$\ln(bP/rp_{z1}) = -0,18 > -a_0; \bar{z}_* = 0,38, p_{c*} = 0,89 p_l, N = 3,33 \text{ кВт},$$

$$q = 6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с} = 2,16 \text{ л/ч}.$$

Графики изменения отдельных составляющих давления, показанные на рис.3, построены по численным значениям, полученным для рассмотренного примера. По известной формуле [5], учитывающей только внешнюю (монтажную) нагрузку, мощность трения получается в 2,6 раза большей.

Найденные расчетные значения близки к результатам экспериментов на уплотнениях с подобными параметрами. Уменьшение коэффициента Пуассона до $\nu=0,4$ приводит к двукратному увеличению расхода. Увели-

чение давления p_{z1} предварительного поджатия набивки ведет к увеличению контактного давления и к уменьшению расхода. Одновременно возрастают потери на трение.

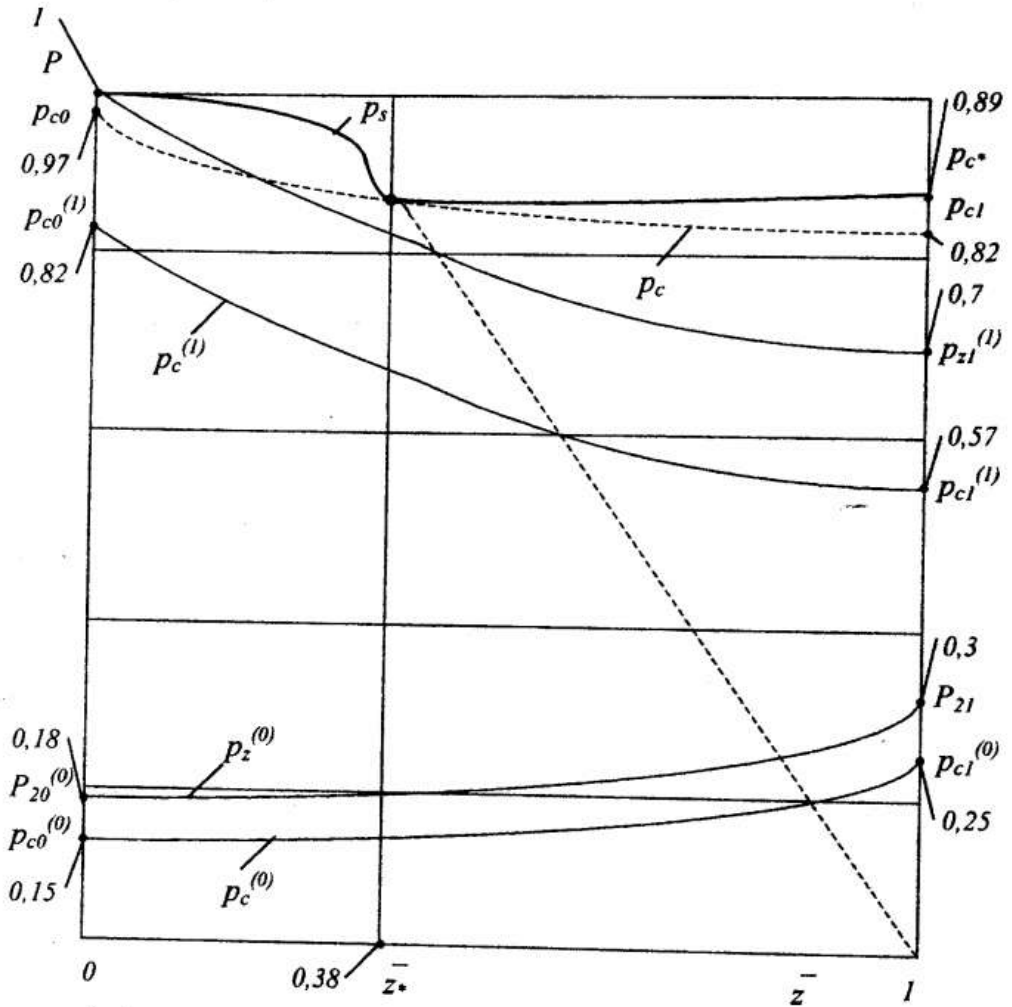


Рисунок 3 - Графики изменения отдельных составляющих давления

Заключение

Приведенный анализ относится к режимам, при которых есть участок с зазором между набивкой и валом. Случай, когда зазор распространяется на всю длину пакета набивки ($\bar{z} \leq 0$), не имеет практического значения, поскольку такому режиму присущи недопустимо большие расходы. В другом крайнем случае, когда набивка контактирует с валом по всей длине пакета ($\bar{z} \geq 1$), работа уплотнения сопровождается большими потерями на трение и большими температурами. В этом случае набивка работает под

действием внешней нагрузки $p_{z1} > P$, которая создает неравномерное по длине пакета контактное давление. Используемый в настоящее время метод расчета радиальных сальниковых уплотнений соответствует именно такому режиму внешнего нагружения.

Рассмотренную здесь задачу гидроупругости сальниковой набивки можно решать численными методами, в частности, методами конечных или граничных элементов. Такие методы не требуют тех грубых упрощений, которые использованы в данной работе. Однако точность результатов расчета определяется не только методом расчета, но, прежде всего, точностью исходных механических характеристик набивки, а также ее релаксационными свойствами. Учитывая большое разнообразие материалов, методов плетения, размеров, условий работы набивки, можно располагать лишь ориентировочными значениями таких важных параметров, как модуль упругости, коэффициенты Пуассона, бокового давления, теплопроводности.

Для повышения точности расчетов уплотнений, для прогнозирования и повышения их ресурса, перечисленные характеристики должны бы указываться производителями в сертификатах на поставляемые заказчикам набивки. Однако и при этом набивка остается лишь одним из элементов, наиболее важным, конечного изделия – сальникового уплотнения. В идеале нужно поставлять готовые, комплектные узлы уплотнений, конструкция которых, а также набивка, наиболее полно отвечают конкретным условиям эксплуатации.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Forsyth J., Hanzon M., Gawliński M., Świtalski P. *Pompy-Pompownie*. N11 (73), 1998, s. 44-46.
2. Гафт Я.З. Исследование рабочего процесса и разработка научных основ проектирования герметизаторов роторов насосов с вязко-упругой набивкой. Дисс. доктора техн. наук. Москва, 2000 г.
3. Denny D.F., Turnbull D.E. Sealing characteristics stuffing box for rotating shafts. *Proc. Inst. Mech. Eng.* Vol. 174, No 6, 1960, p. 271-291.
4. Шевченко С.С. Разработка и исследование новых конструкций сальниковых уплотнений насосного оборудования АЭС. Дисс. канд. техн. наук. Харьков, 1990.
5. Martsinkovski V., Gaft J., Gawlinsky M. *Contemporary Tendencies of Gland Packing Improvement*. / VIII-th International Conference "Seals and Sealing Technology in Machines and Devices". – Wrocław - Polanica Zdrój, 1998, pp. 151-165.

МОДЕЛЬ СМЕШАННОЙ СМАЗКИ В ТОРЦОВОМ САЛЬНИКОВОМ УПЛОТНЕНИИ

MODEL OF MIXED LUBRICATION IN FACE PACKING SEAL

ЗАГОРУЛЬКО Андрей Васильевич, к.т.н., с.н.с.,
МАРЦИНКОВСКИЙ Владимир Альбинович, д.т.н., профессор,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина,

ГАФТ Яков Зиновьевич, д.т.н., ген. директор,
«Гидромаш-Герм ЛТД», г. Москва, Россия.

Abstract. Within the suggested model of sealing process the face packing seal, the fluid flow through the two consequently connected throttles is examined. One of the throttles is sealing gap and the other one is porosity layer. Dependencies to define the correlations of gap and contact lengths, leakage and power losses on friction are obtained by complex resolving of the theory of elasticity contact problem according to the method of finite elements together with fluid flow equations, considering penetration of porosity layer and real contact zone. The comparative analysis of leakage, power losses on friction and of maximal contact pressures allows evaluating the efficiency of the new designs face packing seals being worked out. The obtained calculated data consists well with the results of experiments.

Введение

Объективный технико-экономический анализ [1] существующих конструкций контактных уплотнений валов центробежных насосов показывает, что одной из актуальных задач современной уплотнительной техники является разработка торцовых сальниковых уплотнений, сравнимых по стоимости и простоте обслуживания с сальниковыми уплотнениями, а по герметичности, долговечности и надежности - с торцовыми механическими уплотнениями.

Торцовые сальниковые уплотнения обладают рядом существенных преимуществ в сравнении с традиционными радиальными сальниками, такими как: значительно меньшие протечки и потери мощности на трение,

уменьшенный расход набивки, увеличенный ресурс уплотнения, упрощенное обслуживание и замена сальниковой набивки. Поэтому при разработке или модернизации насосного оборудования представляется перспективным использование торцовых сальников взамен радиальных сальниковых уплотнений.

Для разработки методики расчета и создания новых эффективных конструкций торцовых сальников необходим тщательный теоретический анализ процессов, происходящих в контактной паре, основанный на результатах экспериментальных исследований взаимосвязи процессов трения и герметизации.

Механизм трения и герметизации торцового сальника

Измерения гидростатического давления p_s по ширине пары трения показали [1], что гидростатическая сила F_s (площадь под кривой p_s) уравнивает примерно 30-40 % внешней нагрузки N . Остальная часть уравнивается силой контактного давления F_c , которое возрастает от минимального значения в точке начала непосредственного контакта до максимума на внешнем радиусе. Эксперименты с вращающимся валом подтвердили характер распределения контактного давления по радиусу пары трения: внешний участок стальной опорной поверхности (со стороны низкого давления) оказался существенно перегруженным и подвергался ускоренному изнашиванию, вызванному местным повышением контактного давления [1].

Таким образом, по ширине торцовой пары существуют два участка: бесконтактный участок с конфузорным зазором и участок непосредственного контакта волокон набивки с опорной поверхностью, на котором, в основном, и осуществляется герметизация, трение и изнашивание. Контакт набивки с опорным кольцом представляет сумму пятен фактического контакта, площадью A_r , между которыми находятся микроучастки площадью A_s , заполненные жидкостью. Гидравлическое сопротивление участка контакта состоит из гидравлического сопротивления извилистых микроканалов.

Подобно механизму герметизации радиального сальникового уплотнения [2], предложен механизм герметизации торцового сальника в виде течения жидкости через два последовательных дросселя: торцовую щель и пористый слой. В качестве пористого слоя выступает контактирующая с опорным кольцом поверхность набивки. Высота пористого слоя H определяется способом плетения и диаметром волокон сальниковой набивки. Площадь его поперечного сечения равна $2\pi r H$.

На рис. 1 представлена пара трения торцового сальника, которая состоит из аксиально-подвижной обоймы 1 с набивкой 2 и жестко закрепленного опорного диска 3. Кроме того, на рисунке изображена торцовая щель с зазором h протяженностью b_s и пористый слой

первоначальной толщиной H_0 протяженностью b_c , а также схема нагрузок.

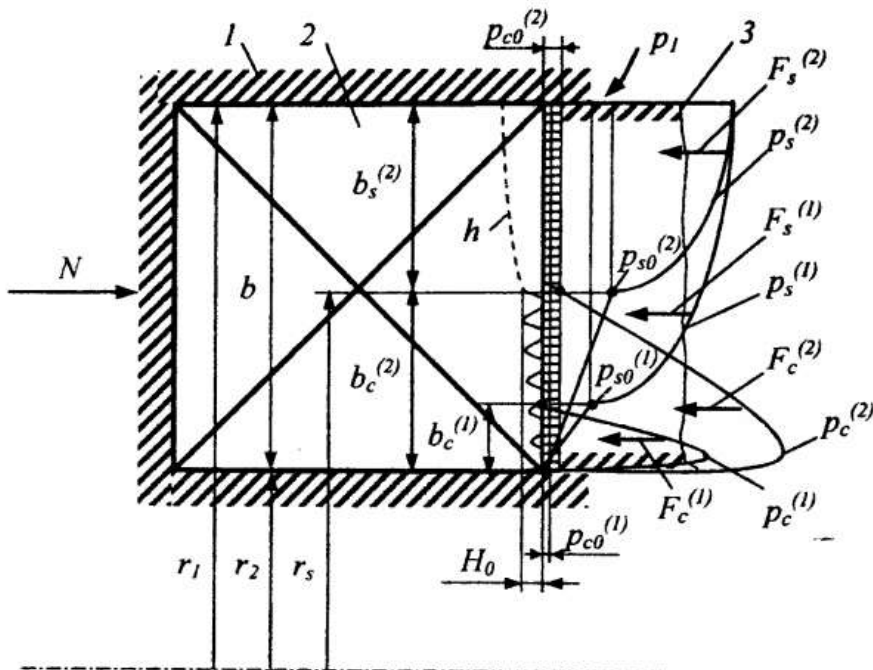


Рисунок 1 - Схема нагрузок к расчету контактных давлений

Аналитический расчет распределения гидростатического давления по ширине пары трения

Гидростатическое давление в паре трения определяется путем совместного решения уравнений осевой деформации набивки и уравнений напорного радиального течения на участках зазора и контакта.

В экспериментах при опрессовке сальниковой набивки в трехосном напряженном состоянии [3] получена зависимость относительной деформации от приложенной в осевом направлении нагрузки (рис. 2), которая для контактного давления $\leq 2,0$ МПа удовлетворительно аппроксимируется формулой $\varepsilon = c \cdot p_{cm}^{2/3}$; p_{cm} - среднее контактное давление, c - постоянная, характеризующая упругие свойства материала. Приведенный модуль упругости E^* на этом участке условный, так как зависит от контактной нагрузки.

Финчем [4], Шаламачем [5] теоретически и экспериментально установлено, что при контакте эластичного материала с твердым контртелом сближение и фактическая площадь контакта зависят от контактного давления в степени $2/3$. Если принять, что материал набивки имеет однородную плетеную структуру, то на основании гипотезы плоских сечений (гипотезы Бернулли) относительная деформация всего объема

набивки равняется относительному сближению контактирующих поверхностей. Таким образом, в аналитические зависимости, учитывающие осевые деформации набивки, можно подставлять упругие постоянные E^* и c , полученные при опрессовке.

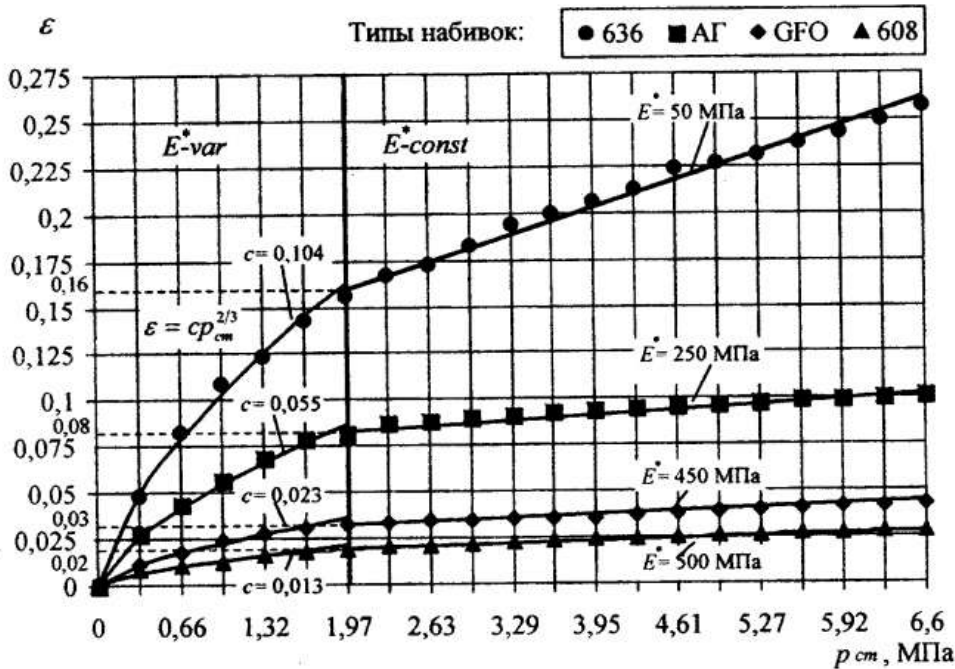


Рисунок 2 - Зависимость относительных деформаций от осевой нагрузки для опрессованных набивок

Если ввести для обозначения соотношения фактической A_{r0} и номинальной A_{a0} площадей контакта при предварительном контактном давлении p_{c0} параметр $\eta_0 = A_{r0}/A_{a0}$, то деформация, или величина зазора определяется формулой

$$h(r) = b(p_s - p_{c0}/\eta_0)/E^*, \quad (1)$$

а толщина пористого слоя запишется в виде

$$H(r) = H_0 \cdot [1 - c \cdot (\delta p_c(r))^{2/3}], \quad (2)$$

где H_0 - толщина пористого слоя, соответствующая предварительному сжатию набивки контактным давлением p_{c0} . Обозначим

$\gamma = 1 - c \cdot (\delta p_c(r))^{2/3}$ - коэффициент изменения толщины пористого слоя.

Закон распределения дополнительного контактного давления по радиусу определяются в последствии в результате решения задачи методом конечных элементов. Поэтому для простоты интегрирования

воспользуемся средним значением $\bar{\gamma} = 1 - c \cdot (\bar{\delta p}_c)^{2/3}$.

Таким образом, если учитывать дискретность контакта и наличие микроканалов с гидростатическим давлением, то образование бесконтактного участка возможно лишь в случае, когда давление p_1 на входе в уплотнение превышает некоторое фактическое контактное давление $p_{cr0} = p_{c0}/\eta_0$, обусловленное силами предварительного сжатия набивки пружинами. А изменение первоначальной толщины пористого слоя, вызванное сближением контактирующих поверхностей, возможно, когда дополнительное фактическое контактное давление $\delta p_{cr} = \delta p_c/\eta$ на участке контакта больше величины гидростатического давления $p_{s0} = p_{cr0}$ на границе участков зазора и контакта.

Расход радиального напорного течения через плоский кольцевой канал с зазором h и протяженностью dr , на котором дросселируется давление dp_s (рис. 1), можно представить формулой, подобной формуле Хагена-Пуазейля

$$Q = \frac{\pi h^3 r}{6 \mu dr} dp_s. \quad (3)$$

Течение жидкости через пористую среду опишем уравнением фильтрации Дарси:

$$q = k_1 \frac{2\pi r H}{\mu} \cdot \frac{dp_s}{dr}, \quad (4)$$

где k_1 - коэффициент проницаемости пористого слоя.

С учетом (1) и (2) приходим к дифференциальным уравнениям

$$Q \frac{dr}{r} = \frac{\pi E^* b^3}{6 \mu} \left(\frac{p_s - p_{cr0}}{E^*} \right)^3 \frac{dp_s}{E^*}, \quad (5)$$

$$q \frac{dr}{r} = k_1 \frac{2\pi \cdot H_0 \cdot \bar{\gamma}}{\mu} \cdot dp_s, \quad (6)$$

с граничными условиями на участке зазора $r = r_1$: $p_s = p_1$; $r = r_s$: $p_s = p_{cr0}$ (уплотняемая жидкость подводится со стороны внешнего радиуса) и на участке контакта $r = r_s$: $p_s = p_{s0}$, $r = r_2$: $p_s = 0$.

Интегрируя (5) и (6), получим уравнения:

$$Q \frac{24\mu}{\pi E^* b^3} \ln \frac{r_1}{r} = \psi_1^4 - \psi^4, \quad Q \frac{24\mu}{\pi E^* b^3} \ln \frac{r_1}{r_s} = \psi_1^4, \quad (7)$$

$$q \frac{\mu}{2\pi \cdot k_1} \cdot \ln \frac{r_s}{r} = H_0 \cdot \bar{\gamma} \cdot (p_{s0} - p_s), \quad q \frac{\mu}{2\pi \cdot k_1} \cdot \ln \frac{r_s}{r_2} = H_0 \cdot \bar{\gamma} \cdot p_{s0}, \quad (8)$$

где $\psi = (p_s - p_{cr0})/E^*$, $\psi_1 = (p_1 - p_{cr0})/E^*$.

Из последней формулы можно получить выражение для определения протечки через уплотнение

$$q = \frac{2\pi \cdot k_1 H_0 \cdot \bar{\gamma} \cdot p_{s0}}{\mu \cdot \ln(r_s/r_2)}. \quad (9)$$

Из формулы (9) можно найти коэффициент проницаемости k_1 , если известны из экспериментов протечка q_* , радиус r_{s*} , уплотняемое давление p_{s0*} и дополнительное контактное давление $\delta\bar{p}_{c*}$:

$$k_{1*} = \frac{q_*}{p_{s0*}} \cdot \frac{\mu}{2\pi H_0 \bar{\gamma}_*} \cdot \ln\left(\frac{r_{s*}}{r_2}\right), \quad (10)$$

Дополнительное контактное давление определяется в результате решения контактной задачи методом конечных элементов по экспериментально полученному распределению гидростатического давления при фиксированном коэффициенте нагрузки.

При увеличении давления жидкости p_1 увеличивается дополнительное контактное давление δp_c и фактическая площадь контакта, уменьшается толщина пористого слоя и его проницаемость. Поэтому изменение протечек с учетом степенной зависимости сечения лабиринтных каналов от контактного давления определится по формуле, подобной формуле для радиальных сальниковых уплотнений [2]:

$$q = q_* \frac{p_{s0}}{p_{s0*}} \cdot \left[\frac{1 - \eta_* \cdot \left(\frac{\delta\bar{p}_c}{\delta\bar{p}_{c*}} \right)^{2/3}}{1 - \eta_*} \right]^2 \frac{b_{c*}}{b_c}. \quad (11)$$

Формула (11) показывает, что при некотором критическом контактном давлении $\delta\bar{p}_c$ протечка равняется нулю. Величина этого давления зависит от безразмерной площади фактического контакта η_* , определяется физико-механическими характеристиками сальниковой набивки и шероховатостью пары трения.

Если из формул (7) и (8) исключить расход и применить уже ранее использовавшееся в формуле (11) приближение $\ln r_s/r \cong r_s/r - 1$, то получим распределения гидростатического давления на участках зазора и контакта:

$$p_s = (p_1 - p_{cr0}) \cdot \left(\frac{r - r_s}{b_s} \right)^{1/4} + p_{cr0}, \quad (12)$$

$$p_s = p_{s0} \cdot \left(\frac{r - r_2}{b_c} \right), \quad (13)$$

где $b_s = r_1 - r_s$ - ширина кольцевой полоски, на которой образуется зазор между набивкой и опорным кольцом, $b_c = r_s - r_2$ - ширина кольцевой полоски контакта, r_s - радиус соответствующий границе участков зазора и контакта.

Подставив в формулу (1) распределение давления, полученное по формуле (12), найдем закон изменения зазора по радиусу:

$$h(r) = b \frac{p_1 - p_{cr0}}{E^*} \left(\frac{r - r_s}{b_s} \right)^{1/4}. \quad (14)$$

Из условия неразрывности потока вдоль двух последовательно соединенных дросселей: торцовую щель и пористый слой, воспользовавшись уравнениями (7) и (8), получим отношение протяженности зазора к протяженности контакта

$$\frac{b_s}{b_c} = \frac{1}{48 \cdot k_1 \cdot H_0 \cdot \left(1 - \eta_* \cdot \left(\frac{\delta \bar{p}_c}{\delta \bar{p}_{c*}} \right)^{2/3} \right)^2} \cdot \left(\frac{b}{E^*} \right)^3 \cdot \frac{(p_1 - p_{c0} / \eta_0)^4}{p_{c0} / \eta_0}. \quad (15)$$

Обозначим $\lambda = \frac{b_s}{b_c}$ и с учетом, что $b = b_s + b_c$, определим радиус r_s по формуле

$$r_s = \frac{b}{\lambda + 1} + r_2. \quad (16)$$

Формула (15) содержит несколько параметров, которые характеризуют: физико-механические свойства набивки (приведенный модуль упругости E^*), качество поверхности и проницаемость контакта (безразмерная площадь контакта η , проницаемость пористого слоя k_1 и толщина пористого слоя H), размеры пары трения (ширина пары трения b). Кроме того, в формулу входят давление уплотняемой среды p_1 , контактное давление предварительного поджатия пружинами p_{c0} и дополнительное контактное давление $\delta \bar{p}_c$.

Проинтегрировав давление (12) по зазору и давление (13) по площади фактического контакта, получим соответствующие силы гидростатического давления:

$$F_{ss} = 1,6 \pi r_s b_s (p_1 - p_{cr0}) \left(1 + \frac{5 b_s}{9 r_s} + \frac{5 r_m}{4 r_s} \frac{p_{cr0}}{p_1 - p_{cr0}} \right), \quad (17)$$

$$F_{sc} = \pi \cdot p_{s0} \cdot b_c \cdot r_2 \cdot (1 - \eta) \cdot \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{b_c}{r_2} \right). \quad (18)$$

Сумма этих сил частично уравнивает внешнюю нагрузку N .

Теперь из условия равновесия можно найти дополнительную силу F_c контактного давления, действующего на кольцевом пояске контакта набивки с опорным кольцом

$$F_c = N - (F_{ss} + F_{sc}), \quad (19)$$

а также дополнительное среднее контактное давление

$$\delta \bar{p}_c = F_c / \pi (r_s^2 - r_2^2). \quad (20)$$

В экспериментах по определению гидростатического давления по ширине пары трения было получено давление p_{s0} на границе участков зазора и контакта. При умножении p_{s0} на безразмерную площадь контакта η_0 получим предварительное контактное давление p_{c0} , обеспечивающее допустимую протечку.

Суммарное контактное давление в набивке на площадке непосредственного контакта

$$\bar{p}_c = p_{c0} + \delta \bar{p}_c. \quad (21)$$

Физическая модель герметизации торцового сальника подразумевает наличие жидкостного трения на пояске зазора и смешанного режима трения на контактном пояске, на котором присутствуют как участки непосредственного контакта волокон набивки с опорным кольцом, так и участки жидкостного трения.

Потери на жидкостное трение пренебрежимо малы, поэтому их можно не учитывать. Мощность трения на участке непосредственного контакта оценим по осредненному контактному давлению (21) при постоянном коэффициенте трения f

$$N_c = f \bar{p}_c A_c \omega 0,5(r_s + r_2), \quad (22)$$

где A_c - площадь контактного пояска, ω - частота вращения вала.

Полученные аналитические зависимости дают качественное представление о том, что происходит на поверхности трения набивки, и позволяют более обоснованно подходить к разработке надежных и экономичных уплотнений.

Расчет распределения контактного давления методом конечных элементов

Как и в аналитическом расчете, набивка считается предварительно сжатым, линейно упругим телом. Усилие предварительного сжатия набивки упругими элементами уравнивается силой начального контактного давления $F_{10} = p_{c0} A_0$. Внешняя нагрузка $N = p_1 A_e$ (рис. 1), создаваемая уплотняемым давлением, уравнивается силами гидростатического p_s и контактного $\delta p_c = p_c - p_{c0}$ давлений. Сила гидростатического давления определяется формулой (17, 18)

аналитического расчета при условии, что из эксперимента известен расход или радиальная протяженность зазора $b_s = r_1 - r_s$.

Для определения контактных давлений решалась статическая задача гидроупругости. Стенки обоймы 1, в которой заложена набивка 2 (рис. 1), для обычной конструкции уплотнения считаются абсолютно жесткими, поэтому в граничных условиях нормальные к стенкам деформации набивки приняты равными нулю. Принимаются во внимание силы трения на боковых поверхностях, возникающие при осевых деформациях набивки.

Задача решалась методом конечных элементов путем последовательных приближений. Расчет распределения контактного давления ведется в автоматическом режиме. Процедура МКЭ обеспечивает быструю сходимость и обычно требует выполнения не более 10 итераций. Машинное время, необходимое для достижения желаемой точности, не превосходит одной минуты. В качестве базового использовался изопараметрический четырехугольный конечный элемент с узлами в вершинах и на гранях, с биквадратной аппроксимацией перемещений внутри элемента. Сечение набивки разбивалось на конечные элементы с топологически регулярной сеткой дискретизации. Конечно-элементная сетка содержит 400 элементов с 1281 узлом, что обуславливает достаточную точность определения контактных давлений. Поэтому сгущение сетки в зоне максимальных градиентов давлений не требуется.

Расчет проводится в следующем порядке:

- На кольцевой полоске b_s (рис. 1) прикладывается вычисленное по формуле (12) гидростатическое давление $p_s^{(1)}$; на кольцевой полоске b_c - гидростатическое давление, вычисленное по формуле (13). Протяженность зазора $b_s^{(1)}$ и контакта $b_c^{(1)}$ можно определить по формуле (15), если из эксперимента известны первоначальные параметры q_* , r_{s*} , p_{s0*} , $\delta\bar{p}_c^*$ для некоторого уплотняемого давления p_1 . Силы гидростатического $F_s^{(1)}$ и контактного $F_c^{(1)}$ давлений вычисляются по формулам (17-19). На первом шаге вычисляется первое приближение распределения контактного давления $p_c^{(1)}$ и безразмерной площади фактического контакта $\eta^{(1)}$.
- Проверяется условие равенства контактного давления $p_c^{(1)}$ на радиусе r_s предварительному давлению от пружин $p_{c0}^{(1)}$. Если $p_c^{(1)}(r_s) < p_{c0}^{(1)}$, то к набивке прикладывается новое давление $p_{c0}^{(2)}$, которое больше предыдущего. В результате увеличивается контактный пояс $b_c^{(2)}$. На втором шаге расчета находятся новые значения: силы $F_c^{(2)}$, распределения контактного давления $p_c^{(2)}$ и безразмерной площади

фактического контакта $\eta^{(2)}$.

Расчет заканчивается, когда невязка $p_{c0}^{(n)} - p_c^{(n)}(r_s) \leq 0,05 p_{c0}^{(n)}$. Для достижения такой точности требуется 3-4 последовательных приближения.

В качестве примера приведем результаты расчета торцового сальника с размерами $r_1 = 44,5$ мм, $r_2 = 35,5$ мм и с набивкой типа 608 фирмы Gambit сечением 10×10 мм. На рис. 3,4 показаны результаты расчета торцового сальника для значений коэффициента нагрузки $k = 0,8$, уплотняемого давления $p_1 = 1,2$ МПа, безразмерной площади фактического контакта $\eta_0 = 0,1$, приведенного модуля упругости набивки $E^* = 100$ МПа.

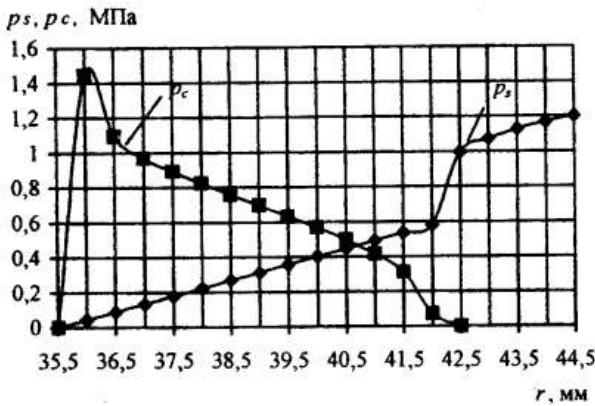


Рисунок 3 - Распределение гидростатического и контактного давлений по радиусу пары трения торцового сальника

Из результатов расчета видно (рис. 3), что контактные давления нарастают по мере приближения к выходу и на внутреннем радиусе достигают максимального значения 1,45 МПа. Величина зазора находится в пределах 2-3 мкм (рис. 4). Протечка, рассчитанная по формуле (11), составляет 380 мл/ч. Мощность трения, вычисленная с учетом изменения контактного давления по радиусу для частоты вращения ротора $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$ и коэффициента трения $f = 0,03$ равняется 400 Вт.

Результаты экспериментов с неподвижным валом [3] хорошо согласуются с численными экспериментами, которые показали, что при увеличении жесткости набивки (модуля упругости E^*) и коэффициента гидравлической нагрузки k , при постоянной проницаемости, пояска контакта увеличивается, что уменьшает протечку через уплотнение. Однако увеличение первоначальной проницаемости $k_1 H_0$, при постоянных других параметрах, повышает протечку при сокращении полоски зазора. Рост безразмерной площади фактического контакта η и снижение

проницаемости увеличивает протяженность зазора, уменьшает протечку и потери мощности на трение. Расчеты также показали, что коэффициент трения на боковых поверхностях, на дне обоймы и в паре трения незначительно сказывается на распределении контактного давления.

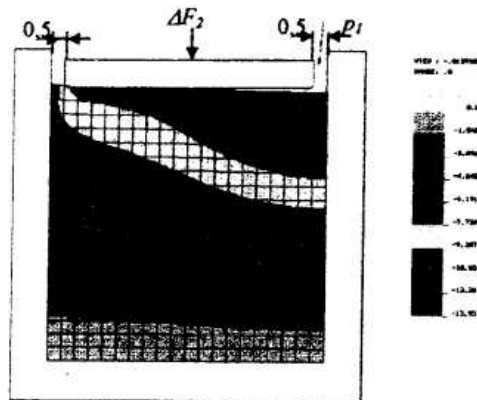


Рисунок 4 - Деформации набивки торцового сальника

Заключение

Проведенный анализ показал, что механизм трения и герметизации определяется напряженно-деформированным состоянием набивки под действием гидростатического давления и внешней нагрузки, и зависит от проницаемости пористого слоя и площади пятен фактического контакта. Разработанная методика расчета позволяет определять усилия прижатия пружинами и коэффициенты нагрузки при допустимом уровне протечки для новых конструкций торцовых сальников.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Gaft J., Zahorulko A., Martsynkovskyy V., Shevchenko S. Face packing seals: new opportunities for pump rotor hermetic sealing. - Proc. XVI Int. Conf. "Fluid sealing. Successful sealing", Professional engineering publishing, Brugge, 2000. - P.335-349.
2. Гафт Я.З. Исследование рабочего процесса и разработка научных основ проектирования герметизаторов роторов насосов с вязко-упругой набивкой. Дисс. доктора техн. наук. Москва, 2000 г.
3. Загорулько А.В. Дослідження процесів тертя та герметизації в чоловому сальнику // Машинознавство, 1999. - №8(26). - С.45-48.
4. Finch B. Interfiber stress and its transmission. // Textile Research J., 1951, v. 21, No 6, pp. 374-392.
5. Schallmach A. Friction and abrasion of rubber. // Wear, 1958, v. 1, pp. 384-417.

ОПЫТ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН

AN EXPERIENCE OF DESIGNING AND CALCULATION OF AXIAL AUTOBALANCE SYSTEMS OF THE CENTRIFUGAL PUMPS

ЧУРИЛОВА Валентина Ерофеевна, к.т.н., доцент,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина,

КИСЛИЦЫНА Инна Васильевна, с.н.с.,
КРАВЧЕНКО Виктория Анатольевна, с.н.с.,
Научный центр военного института артиллерии при СумГУ,
г. Сумы, Украина.

Abstract .In the article the pump rotor axial force auto-balance system operation is considered from the position of automatic control. The paper gives the recommendations for choice of design. The analysis is given of it static and dynamic characteristics.

Ротор современного высоконапорного насоса представляет собой динамическую систему со сложными силами, среди которых наибольшей является осевая сила, возникающая на рабочих колесах одностороннего входа. Она может достигать значений в сотни и более килоньютон и изменяться в широких пределах, а в отдельных случаях и менять свой знак.

Среди многих способов уравнивания осевых сил наиболее эффективным является использование автоматических уравнивающих устройств (АУУ), работающих в режиме автоматического регулирования, т.е. отслеживающих осевую неуравновешенность ротора на всем диапазоне её изменения. Это позволяет отказаться от методик, уточняющих значение осевой силы на номинальном режиме, и ограничиться только заданием диапазона её изменения от номинального или максимального значения.

Анализ работы УУ с позиций теории автоматического регулирования, согласно [1], позволил разработать универсальный метод статического и динамического расчета для 2-х базовых конструкций УУ на ПК, когда

характеристики их модификаций определяются как частные случаи одного из основных расчетов. Типы базовых конструкций приведены на рис.1 и 2.

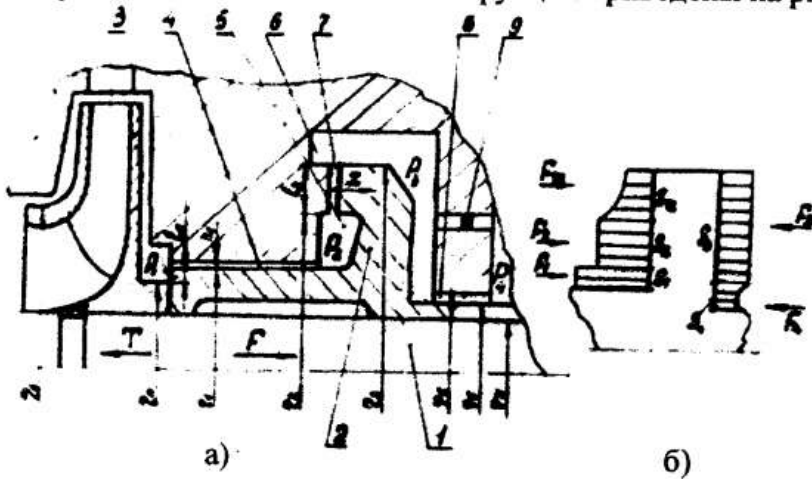


Рисунок 1 – Расчетная схема базовой конструкции АУУ с дополнительным цилиндрическим дросселем 8 и дроссельной шайбой 9:
 а – базовая конструкция,
 б – эпюра распределения давления на разгрузочном диске

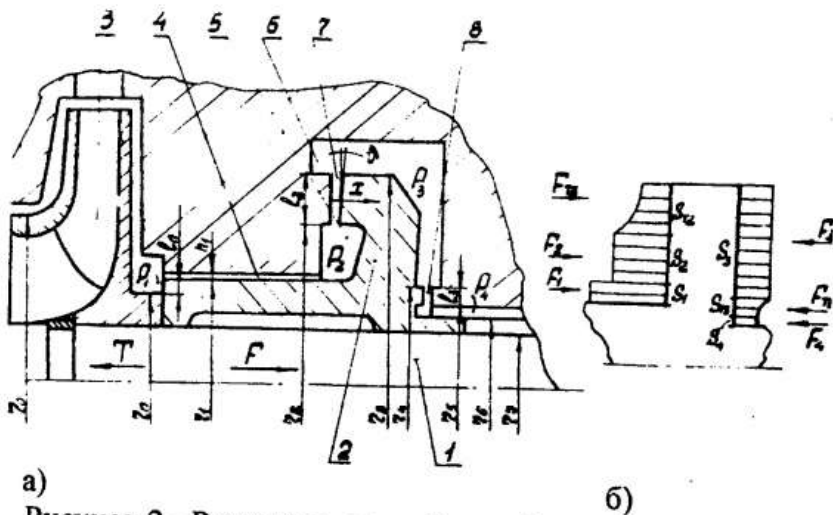


Рисунок 2 - Расчетная схема базовой конструкции АУУ с двусторонним торцовым дросселированием

Разработанная методика позволяет проводить сравнительную оценку характеристик рассматриваемых конструктивных модификаций и анализировать динамическое поведение системы по одной или нескольким характеристикам. Кроме того, разработанная методика позволяет вести проектирование УУ в условиях неопределенности, обеспечивающее достаточный запас прочности и работоспособности системы в широком диапазоне вероятностных изменений внешних воздействий.

Применение ЭВМ значительно расширяет круг инженерных исследований в результате быстрого выполнения большого числа расчетов по математическим моделям, с необходимой точностью учитывающим реальные характеристики элементов УУ и опыт как проектирования, так и работы с программой, о чем и будет сказано в данной работе.

В центробежных насосах одностороннего входа осевая сила на роторе обусловлена неравномерностью распределения эпюры давления на покрывном и рабочем дисках колеса. Она пропорциональна полному напору $P_1 - P_{ex}$ насоса и площади входной воронки $S_{вх.в.}$ и направлена в сторону входной воронки. Такую силу принимаем в расчетах положительной. Однако в целом ряде машин она может при работе менять свой знак, т.е. является знакопеременной, а в ряде турбонасосных агрегатов (ТНА) она - отрицательна, т.е. направлена в сторону нагнетания.

Основные конструкции АУУ для уравнивания положительных, знакопеременных и отрицательных осевых сил представлены на рисунках 1-3, соответственно, детальный расчет которых приведен в работе [1, 2, 3].

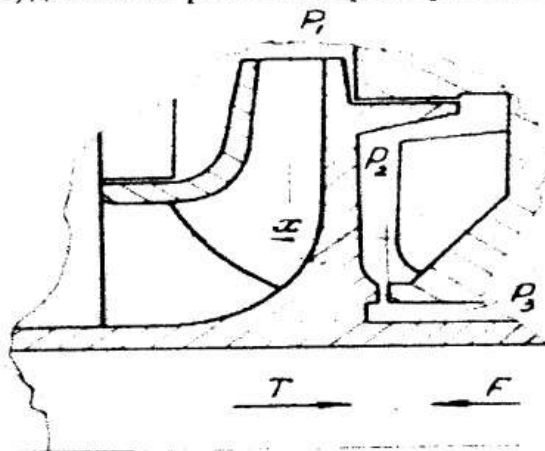


Рисунок 3 – Расчетная схема обращённой гидропятя

Автоматическое уравнивающее устройство (базовая конструкция) представляет собой (рис. 1 и рис. 2) жестко закрепленный на роторе 1 разгрузочный диск 2, образующий разгрузочный уступ 3, цилиндрические дроссели 4 и 8, разгрузочные камеры 5 и 6, торцовый дроссель 7 и дроссельную шайбу 9. На рис.2 дроссель 8 – торцовый, а шайба 9 отсутствует. На рис 3 приведена обращенная авторазгрузка как частный случай конструкции, приведенной на рис.2, воспринимающей отрицательную осевую силу и для которой роль разгрузочного диска выполняет рабочее колесо. Остальные модификации базовых конструкций включают варианты, как с разными геометрическими размерами, так и варианты, у которых отсутствуют дроссели 8 или 4, или шайба 9.

Принцип работы АУУ: при увеличении на колесе осевой силы T ротор смещается влево для конструкций, изображенных на рис. 1 и 2 и вправо - для конструкции 3, так как для неё T - противоположно направлена (отрицательна по знаку). Торцовый зазор x уменьшается, а давление в разгрузочной камере 1 и уравнивающая сила F на разгрузочном диске увеличиваются до установления нового торцового зазора и т.о. нового равновесного положения системы ротор-АУУ.

При расчете и проектировании АУУ предельное значение осевой силы, её знак и диапазон изменения должны задаваться в исходных данных, особенно, для знакопеременных и отрицательных сил.

Разгрузочное устройство представляет собой систему автоматического регулирования, для которой:

- осевое положение ротора (координата x) является регулируемой величиной,
- осевая сила T на колесе и давления P_1 и P_4 - внешние воздействия,
- ротор - объект регулирования.

Гидравлические сопротивления цилиндрических дросселей и дроссельной шайбы 9 постоянны, а сопротивления торцовых дросселей зависят от осевого положения ротора (торцового зазора x).

Статическая и расходная характеристики отражают зависимость безразмерной уравнивающей силы $\varphi = F/F_6$ и расхода $q = Q/Q_6$ на АУУ от безразмерного торцового смещения u разгрузочного диска.

Основные допущения и теоретические выводы функций $\varphi(u)$ и $q(u)$ для приведенных базовых конструкций рассмотрены в работах [1, 2, 3] и в относительных параметрах имеют вид

- для конструкции, изображенной на рис. 1

$$\varphi_I = \sigma_1 \psi_1 - \sigma_4 \psi_4 + \frac{(\sigma_2 + 0.5\sigma_T)(\psi_1 - \psi_4)}{1 + (\alpha_{21} + \alpha_{23})u^3}, \quad (1)$$

- для конструкции, изображенной на рис. 2

$$\varphi_{II} = \frac{F}{P_6 S_6} = \frac{\sigma_2 + 0.5\sigma_{T2}(1 - \lambda_2) + \alpha_{23} \left(\frac{1+u}{1-u}\right)^3 [\sigma_4 + 0.5\sigma_{T3}(1 + \lambda_3)]}{1 + \alpha_{21}(1+u)^3 + \alpha_{23} \left(\frac{1+u}{1-u}\right)^3}, \quad (2)$$

где $\sigma_i = S_i/S_6$ - безразмерные площади разгрузочного диска, $\psi_i = P_i/P_6$ - безразмерные давления, $\alpha_{ij} = g_i^2/g_j^2$ - относительные проводимости системы, относительные геометрические параметры торцового дросселя $\lambda_1 = 0.5l_{T1}/r_{mT1}$, $r_{m1} = 0.5|r_1 + r_{1+1}|$ и безразмерные торцовые зазоры u выбираются:

- для выражения (1) $x_T/x_6 = u$ и

для выражения (2) $\frac{x_{T1/2}}{x_6} = \frac{x_6 \pm x}{x_6} = 1 \pm u$, для этого варианта u - это безразмерное относительное отклонение торцового зазора от среднего положения разгрузочного диска, принимаемого за базовый торцовый зазор $x_6 = 0.5(x_{T1} + x_{T2})$.

Выражение статической и расходной характеристик односторонней гидропята имеют вид (1) и (2), если в них коэффициенты α_{23} и σ_{T3} приравнять нулю. Для обращенной гидропята (схема 3) α_{12} и σ_{T1} равны нулю и изменение u задается от -1 до $+1$, при этом нужно контролировать знаки уравновешивающей силы и зазора. Для коротких торцовых зазоров коэффициенты λ_2 и λ_3 можно не учитывать и в расчетах приравнять нулю.

При выборе базовых параметров необходимо учитывать тип конструкции АУУ, а именно базовый торцовый зазор x_6 .

Для конструкций 1 и 3 за базовый торцовый зазор рекомендуется принимать торцовый зазор на номинальном режиме работы насоса или в границах его изменения, т.е. x_6 принимать в пределах $1-2 \cdot 10^{-4}$ м.

Для схемы 2, как уже отмечалось, x_6 - это половина полного торцового зазора по обоим торцовым дросселям, т.е. $x_6 = 0.5(x_{T1} + x_{T2})$. Для обеспечения малых протечек через УУ необходимо, чтобы $x_6 = 1-2 \cdot 10^{-4}$ м, что существенно ограничивает применение этих гидропят. Выполнить такую сборку УУ технически сложно, обеспечив при этом требуемые допуски по обеим торцовым поверхностям. Только в очень сложных машинах, у которых происходят значительные изменения осевой силы в обоих направлениях, необходимо использовать такие гидропята.

Для большинства машин достаточно применять одностороннюю гидропята, т.е. без дополнительных дросселей за первой разгрузочной камерой, расчет характеристик которой можно получить как частный случай базовой пята по схеме 1 или 2.

За базовые значения давления и площади целесообразно принимать полный напор машины и площадь входной воронки рабочего колеса, из условия, что предельное значение осевой силы пропорционально их произведению. На статической характеристике это будет соответствовать значению $\varphi = 1$. Для соответствия графиков статических характеристик турбонасосных агрегатов достаточно принять базовую площадь S_6 из условия $S_6 = T_{max}/P_6$, где $P_6 = P_1 - P_{ex}$.

За базовое значение расхода Q_6 принимается расход через пята при $u = 1$ или $u = u_{ном}$, где $u_{ном}$ определяется по статической характеристике исходной конструкции. Для её модификаций Q_6 необходимо оставлять тем же, чтобы сравнение проводилось в одних относительных величинах. Значение расходной характеристики при $q = 1$ будет соответствовать в реальных единицах расходу через пята на заданном ($u = 1$) или номинальном

($u_{ном}$) режиме работы машины, что удобно для проведения сравнительной оценки рассматриваемых конструкций.

Для машин с незначительными колебаниями осевой силы T в конструкции УУ можно использовать разгрузочный уступ 3, рис.1, т.е. вводить S_n и т.о. уменьшать диапазон регулирования F .

Для машин, у которых возможны малые отрицательные значения осевой силы T , можно использовать односторонние гидропята, для которых уравнивание отрицательной составляющей осевой силы обеспечивается разностью площадей по осевым поверхностям разгрузочного диска ΔS , т.е. $R_n > R_0$, рис.1. Необходимо выполнить условие $-T = \Delta S \cdot P_4$, где $\Delta S = S_3 + S_4 - S_1 - S_2$.

При конструировании УУ важным фактором является выбор площади S_2 . С одной стороны она определяет уравнивание максимальной осевой силы на роторе, а с другой стороны влияет на предельное значение объёма разгрузочной камеры при обеспечении динамической устойчивости системы.

Следовательно $S_2 \approx \frac{T_{max}}{P_1}$, т.е. $R_2 > R_{ак.с} = R_0$ (рис.1).

С другой стороны $S_2 = \frac{V_2}{H_2}$, где H_2 – глубина разгрузочной камеры.

В ТНА для обращённой гидропята ограничений по R_2 нет, т.к. T_{max} не зависит от $S_{ак.с}$, а для обеспечения минимального объёма разгрузочной камеры целесообразно S_2 уменьшать т.о., чтобы глубина H_2 соответствовала конструктивным размерам.

В ТНА возможно расположение разгрузочной камеры ближе к внешнему радиусу рабочего колеса, но в этом случае требуется уточнять в программах базовых расчётов выражения как осевой, так и уравнивающей сил обращённой гидропята.

В программах φ и q , и безразмерный коэффициент статической жесткости $k_s = \frac{\partial \varphi}{\partial u}$ вычисляются в цикле относительно u для каждой рассматриваемой модификации базовой конструкции.

Система статически устойчива при условии $k_s < 0$, т.е. с уменьшением торцового зазора уравнивающая сила возрастает. Потеря статической жесткости наблюдалась для тонких разгрузочных дисков при их деформации и образования диффузорного профиля торцовой щели, что необходимо учитывать при выборе толщины диска. Для обеспечения диффузорного профиля каждого дросселя целесообразно в них выполнять подрезы, т.н. ступеньки Рэлея, без изменения их проводимостей и протечек через УУ, согласно рекомендациям, приведенным в [4].

Геометрические размеры уравнивающего устройства необходимо выбирать из условий ограничения протечек через гидропята и мини-

мальных изменений торцового зазора при изменениях осевой силы, также условий статической и динамической устойчивости системы.

Для обеспечения требований по протечкам и необходимой крутизны статической характеристики важным условием при конструировании УУ является выбор проводимостей дросселей, а соответственно коэффициента $\alpha_{21} = g_{m6}^2 / g_1^2$.

Его можно представить в виде произведения коэффициентов α_ζ и α_f , и провести анализ их влияния:

$$\alpha_{T1} = \alpha_{21} = \alpha_f \cdot \alpha_\zeta,$$

$$\text{где } \alpha_f = \frac{f_{T6}^2}{f_1^2} = \left(\frac{\frac{r_2 + r_3}{2} \cdot x_6}{r_1 \cdot h_1} \right)^2;$$

$$\alpha_\zeta = \frac{\zeta_1}{\zeta_6} = \frac{1.5 + 0.02 \cdot \frac{h_1}{h_2}}{0.03 \cdot \frac{r_2 - r_3}{x_6}}.$$

Коэффициент α_f влияет значительно больше на величину α_{T1} , чем коэффициент α_ζ , следовательно первоначально размеры дросселей можно выбирать по параметру α_{T1} и α_ζ .

Для цилиндрических дросселей с малыми потерями по длине щели ζ_{12} необходимо проверять соотношение его с коэффициентом потерь на входе в щель ζ_{11} , принимаемым для развитого турбулентного течения равным 1,3-1,5 и не учитывать его для коротких щелей.

Так при расчетах трех вариантов дросселей обращенной гидропаты получили, что для варианта с $\alpha_{T1} = 2.045$ протечки через уравновешивающую систему в установившемся режиме минимальные, а статическая характеристика более крутая, следовательно, в заданном диапазоне изменения осевой силы пределы изменения торцового зазора будут наименьшими.

Из-за избытка определяющих параметров многие из них приходится принимать из конструктивных и технологических соображений, основываясь на имеющемся опыте проектирования подобных машин. Принимаемые зазоры цилиндрического h_1 и торцового x_6 дросселей определяются уровнем технологии, чистотой перекачиваемой среды, антизадириными свойствами материалов сопряженных поверхностей и на основе расчетов УУ.

Протечки через уравновешивающую систему должны быть как можно меньше. Обычно принимают $Q = (0.02 \div 0.04) Q_n$. При больших протечках односторонней гидропаты её следует заменить конструкциями 1 или 2.

При выборе оптимальных размеров дросселей, а соответственно и конструкции гидропята нужно провести сравнительный анализ характеристик всех, рассматриваемых в расчете, конструкций.

Расчет на одни и те же параметры статических и расходных характеристик нескольких вариантов систем уравнивания и изображение графиков в одной и той же системе координат – позволяет проводить их сравнительную оценку, т.е. в задаваемом диапазоне изменений осевой силы $\varphi_{\min} \leq \varphi_{\text{ном}} \leq \varphi_{\max}$ определять изменения торцового зазора и протечек через УУ.

С учетом требований на протечки и условия работы машины выбирается оптимальная модификация гидропята. При этом следует обеспечивать не только статическую устойчивость системы $k_s < 0$, но и динамическую устойчивость.

В динамическом расчете необходимо проверять динамическую устойчивость системы по алгебраическому критерию Рауса [5] как на равновесном, так и на предельных значениях торцового зазора.

Для наиболее ответственных машин необходимо проводить анализ динамических характеристик в полном объеме, предусмотренном в алгоритме рассматриваемых программ, а именно: определять по частотным характеристикам комплексной жесткости регулятора и АФЧХ всей системы зоны неустойчивых и резонансных частот системы, особенно в диапазоне до $200 \cdot \omega_{\text{раб}}$ и по годографу Найквиста сравнивать запасы устойчивости системы по амплитуде и фазе для рассматриваемых конструкций УУ, согласно [3, 5]. Более детальное описание анализа динамических характеристик изложено в работе [3].

Анализ динамики базовых конструкций УУ 1 и 2 ограничен одномерным движением жесткого ротора и не учитывает связи, существующей между его изгибными и осевыми колебаниями. Ротор и гидропята рассматривались как системы с сосредоточенными параметрами, совершающие осевые колебания относительно положения статического равновесия, характеристики которого определяются в статическом расчете.

При выводе уравнений динамики учтено демпфирование среды в торцовых зазорах, сжимаемость рабочей среды в разгрузочных камерах и инерционные потери в дросселях гидравлического тракта, обусловленные нестационарностью течения.

Анализ динамического состояния системы проводился по линеаризованной системе уравнений в области небольших изменений равновесного торцового зазора, согласно теоремам А.М.Ляпунова. При других значениях торцового зазора динамический расчет необходимо выполнять снова.

При выполнении динамического расчета по универсальным программам базовых конструкций 1 или 2 не следует занижать точность вычислений коэффициентов характеристических уравнений и членов табли-

цы Рауса и обнулять малые числа, т.к. это приводит к искажению результатов расчета динамической устойчивости.

Обнуление отдельных коэффициентов может привести к введению нулевых корней уравнения. Занижение точности счета увеличивает погрешность расчета членов таблицы Рауса и появлению в ней нулей. Разброс значений коэффициентов уравнений регулятора и всей системы необходимо корректировать выбором масштабного T и временного Π , коэффициентов.

К неправильным выводам относительно динамической устойчивости приводят расчеты без учета инерционных потерь (T_{ii}) в дросселях УУ. В таблице 1 приведены расчеты обращенной гидропняты с учетом (вариант 1.2; $T_{ii} \neq 0$) и без учета (вариант 1.3; $T_{ii} = 0$) инерционных потерь.

Таблица 1 - Результаты расчета динамических характеристик и анализа влияния отдельных параметров на динамическую устойчивость УУ

№ варианта	1.1	1.2	1.3	1.4
r_1		0,178		
r_2		0,080		
r_3		0,076		
r_4		0,070		
h_1		$0,2 \times 10^{-3}$		
l_1		0,030		
k		1000		
T_{11}	$\neq 0$	$\neq 0$	$= 0$	$\neq 0$
T_{12}	$\neq 0$	$\neq 0$	$= 0$	$= 0$
Π_t		10^4		
H_1	$0,45 \times 10^{-2}$	$0,60 \times 10^{-2}$		$0,45 \times 10^{-2}$
Критерий Рауса	уст.	не уст.	уст.	уст.
Критерий Найквиста	уст.	не уст.	уст.	уст.

По таблице Рауса для варианта 1.3 система устойчива, а с учетом инерционных потерь - нет. В варианте 1.4 в коротком торцовом зазоре инерционные потери не учтены и это не привело к завышению результатов по динамической устойчивости. Таким образом, при анализе динамической устойчивости для коротких дросселей инерционными потерями можно пренебречь.

При вычислении частотных характеристик комплексной жесткости регулятора и АФЧХ замкнутой и разомкнутой систем необходимо изменять шаг ω в области резонансных или неустойчивых частот.

Важным фактором для динамической устойчивости является объем разгрузочной камеры. При увеличении этого объема система может терять устойчивость и наоборот. Так, при увеличении глубины разгрузочной камеры с 0,45 до 0,60 см (варианты расчетов 1.1 и 1.2 таблицы 1) приводит к потере динамической устойчивости обращенной гидропняты. Это можно

использовать как один из путей отстройки от неустойчивых режимов работы авторазгрузки.

Для оптимальной конструкции необходимо исследовать не только динамические характеристики и динамическую устойчивость, но проводить сравнительную оценку запасов устойчивости по амплитуде и фазе по годографам Найквиста систем уравнивания при одной и той же уравнивающей силе, соответственно при их равновесных торцовых зазорах. На рис. 4 приведены годографы Найквиста 2-х конструкций.

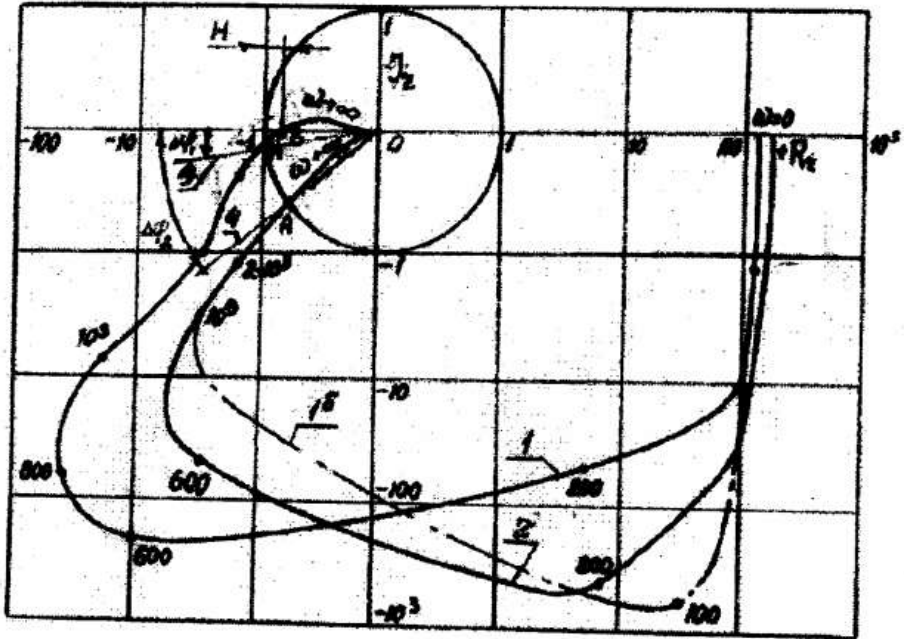


Рисунок 4 – Годографы Найквиста: кривая 1 - для односторонней гидроплаты, кривая 1б – без учета инерционных потерь, кривая 2 – базовая конструкция с дополнительной цилиндрической щелью

Динамический расчет проведен только на установившихся режимах (на равновесном u) работы системы и не учитывает переходных процессов при пуске и остановке насоса. Анализ динамики УУ не учитывает связи, существующей между изгибными и осевыми колебаниями ротора.

Сама методика анализа систем уравнивания с позиций теории автоматического регулирования [1] продуктивна и позволяет применение ПК для любой системы уравнивания, отличной от конструкций 1 и 2 и их модификаций.

Алгоритм программы позволяет в дальнейшем вводить уточняющие исходную модель корректировки и совершенствовать методику расчета УУ или создавать по такому типу, с учетом рекомендаций [1], программы расчетов других конструктивных систем автоматического уравнивания осевых сил, не включенных в рассмотренные модификации УУ.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. - М.: Энергоатомиздат, 1987.-256 с.
2. Чурилова В.Е., Кислицына И.В. Методы сравнительной оценки систем автоматического осевого уравнивания роторов центробежных машин.- Труды IX Международной научно-технической конференции "Гервикон-99".-Сумы, 1999, с.242-247.
3. Чурилова В.Е. Оценка динамической устойчивости систем авторазгрузки роторов центробежных машин. -Труды Международной научно-технической конференции "Гервикон-99".-Сумы, 1996,с.215-225.
4. Чурилова В.Е. Расчет характеристик кольцевого канала со ступенчатым изменением зазора. -В кн.: Гидравлические машины: Респ. межвед. науч.-техн. сб. Харьков,1981,N15,с.45-51.
5. Основы теории автоматического регулирования. Учебник для машиностроительных специальностей вузов. Под ред. В.И. Крутова.- М.:Машиностроение. 1984, -368 с.

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ КОЛЕБАНИЙ СТЕНКИ ПЛОСКОГО КАНАЛА ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ

ABOUT STABILTY OF PLANE CHANNAL WALL OSCILLATIONS UNDER NON-STATUONARY LIQUID FLOW

ТАРАСЕВИЧ Юлия Ярославовна, аспирант,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина.

Abstract. Hydrodynamic characteristics of liquid in planē channel with mobile wall under non-stationary moved out flow are determined in the paper. Considered construction modulates processes which take place in annular seals. Stability conditions of flexible fixed channel wall (flatter and divergentia conditions) are determined.

Современные роторные машины содержат большое количество бесконтактных уплотнений, течение жидкости в которых происходит в малых кольцевых зазорах. При расчете динамики роторов таких машин радиальными силами, возникающими в кольцевых и торцовых зазорах пренебрегать нельзя, поскольку при определенных условиях они могут привести к потере устойчивости. В связи с тем, что кривизна поверхностей, образующих короткое кольцевое уплотнение незначительна, по сравнению с радиусом, их можно развернуть на плоскость. В работе определены гидродинамические характеристики жидкости в плоском канале при совместном действии напорного течения и нестационарного потока вытеснения.

Рассмотрен плоский конусный канал, в котором верхняя стенка вместе с осью AB (рисунок 1) совершает малые поперечные (вдоль оси Oy) и угловые (вокруг оси Ox) колебания. Амплитуда поперечных колебаний мала по сравнению со средним зазором. Зазор, в свою очередь, мал по сравнению с длиной канала ($\frac{h}{l} \ll 1$). Поэтому изменение давления по толщине зазора не учитывалось $\left(\frac{\partial p}{\partial y} \approx 0\right)$.

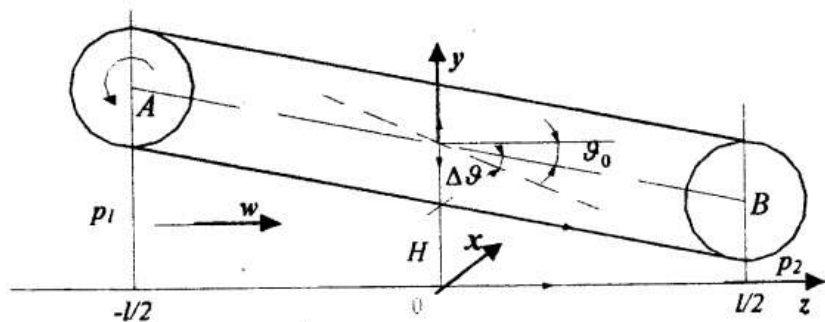


Рисунок 1 - Схема плоского конусного канала

После оценки членов уравнения Рейнольдса с учетом локальной и нелинейной конвективной составляющих силы инерции, в качестве исходного уравнения движения принято:

$$\rho \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial z} = -\frac{k\mu}{h^3} q_{pc} \quad (1)$$

где q_{pc} – расход напорного течения.

$$\mu - \text{вязкость жидкости, } k = \frac{l}{8} \frac{C}{Re^n} Re = k_0 \left(\frac{hw_{pc}}{Hw_*} \right)^{1-n} = k_0 \left(\frac{q_{pc}}{q_0} \right), \text{ (посто-}$$

янные C и n зависят от режима течения) $k_0 = C Re_0^{1-n} / 8$, Re_0 – число Рейнольдса для канала с параллельными стенками.

Значение зазора в произвольном сечении выражается формулой:

$$h = H(1 - \varepsilon \sin \alpha z) - (\vartheta_0 + \Delta \vartheta_0 \sin \alpha z) z = H(y - \theta z \bar{z} \vartheta),$$

где

$$\varepsilon = \frac{e_0}{H}, \delta = \frac{\Delta \vartheta_0}{\vartheta_0}, \theta = \frac{\vartheta_0 l}{2H}, \bar{z} = \frac{2z}{l}; y = 1 - \varepsilon \sin \alpha z, \vartheta = 1 + \delta \sin \alpha z.$$

безразмерные параметры и координаты. Параметр конусности θ и относительные амплитуды поперечных и угловых колебаний ε, δ – величины первого порядка малости относительно единицы.

Осреднив по толщине зазора уравнение неразрывности, с учетом нестационарных граничных условий для скоростей:

$$y = 0 : v(0) = 0, \quad w(0) = w_0; \quad y = h : v(h) = \dot{h} = H(y - \theta z \bar{z} \vartheta), \quad w(h) = 0$$

получим:

$$\frac{\partial q}{\partial z} = v(0) - v(h) + w(h) \frac{\partial h}{\partial z} \quad (2)$$

где q – полный расход через канал: $q = q_p + q_d$, q_d – расход потока вытеснения.

Для принятых граничных условий правая часть осредненного уравнения неразрывности принимает вид:

$$v(0) - v(h) + w(h) \frac{\partial h}{\partial z} = \dot{h} = -\omega H (\varepsilon + \delta \theta \bar{z}) \cos \omega t,$$

и не содержит продольных скоростей стенок, а представляет распределение по длине канала поперечных скоростей верхней стенки. Составляющая $-\omega H \varepsilon$ - постоянная по длине амплитуда поперечных скоростей стенки; $\omega H \theta \delta \bar{z}$ - антисимметричные относительно оси $0x$ амплитуды скоростей, порождаемых угловыми колебаниями стенки. То есть правая часть осредненного уравнения неразрывности определяет поток вытеснения, расход которого равен:

$$q_d = -0,5\omega H [\varepsilon(\bar{z} + 1) + 0,5\theta\delta(\bar{z}^2 - 1)] \cos \omega t + C.$$

В первом приближении постоянную составляющую расхода потока вытеснения C можно определить из уравнения Рейнольдса без учета инерционных сил:

$$C = \frac{lH}{2} y(1 + \alpha) + \frac{lH}{6} \theta \vartheta$$

где $\alpha = \theta \frac{1 + \delta \sin \omega t}{1 - \varepsilon \sin \omega t} \approx \theta(1 - y + \vartheta)$.

Выразив расход q_{pc} из уравнения движения (1) и подставив его в осредненное уравнение неразрывности (2), получили уравнение Рейнольдса для распределения давления по длине канала:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left\{ \frac{h^3}{k} \left[\frac{\partial p}{\partial \bar{z}} + \rho \frac{l}{2h} (q_p + q_d) \right] \right\} = 0,5\mu l [0,5Hly - 0,5Hl\theta \bar{z}\vartheta]. \quad (3)$$

В уравнении (3) инерционный член заменен его осредненным по толщине зазора значением.

Из последнего выражения путем интегрирования по длине канала с учетом граничных условий для давления: $\bar{z} = -1, p = p_1, \bar{z} = 1, p = p_2$, найдено распределение давления по длине канала.

Гидростатическая составляющая давления:

$$p_p = p_1 - \frac{\Delta p}{2} (1 - \alpha)^2 \frac{1 + \bar{z} + 0,5\alpha(1 - \bar{z}^2)}{(1 - \alpha \bar{z})^2}$$

представляет закон изменения заданного давления в связи с потерями энергии на преодоление гидравлического сопротивления канала.

Гидродинамическую составляющую, характеризующую изменение давления потока вытеснения, можно разложить на две компоненты:

$$p_d = p_\varepsilon + p_\vartheta$$

$$P_{\varepsilon} = -\frac{\mu l^2 k_0 \dot{y}}{8H^2 y^2} \frac{1 - \bar{z}^2}{y(1 - \alpha \bar{z})^2} \quad P_g = \frac{\mu l^2 k_0 \theta}{24H^2 y^2} \frac{g}{y} \left[\bar{z} - \bar{z}^3 + \frac{3}{4} a (1 + 2\bar{z}^2 - 3\bar{z}^4) \right]$$

Первое слагаемое определяет распределение давления, обусловленное радиальными колебаниями верхней стенки, второе - угловыми.

Инерционная составляющая давления:

$$P_{gd} = \frac{\rho l^2 \omega^2}{12\tau} \left[(\alpha \varepsilon + 0,5\theta\delta)(\bar{z} + 1) - 1,5\varepsilon(\bar{z}^2 - 1) - (\alpha \varepsilon + 0,5\theta\delta)(\bar{z}^3 + 1) \right] \sin \alpha x,$$

По компонентам давления определены соответствующие составляющие силы давления на стенку и моменты этих составляющих относительно оси Ox . Гидростатическая составляющая силы и момента:

$$f_p = l p_m + \frac{\Delta p l}{2} \alpha \quad m_p = \frac{\Delta p l^2}{12}$$

Линеаризованные выражения для потока вытеснения

$$f_y \approx -\frac{\mu l^3 k_0}{12H^2} \dot{y} = -k_y \dot{y}, \quad k_y = \frac{\mu l^3 k_0}{12H^2},$$

$$m_y \approx \frac{\mu l^4 k_0}{60H^2} \theta y = \frac{l}{5} \theta k_y y;$$

$$f_g \approx \frac{\mu l^3 k_0}{30H^2} \theta^2 g = k_g \theta g \sim \theta^2 \approx 0,$$

$$m_g \approx -\frac{\mu l^4 k_0}{360H^2} \theta g = -k_g \frac{l}{12} g, \quad k_g = \frac{\mu l^3 k_0}{30H^2} \theta.$$

Отметим, что момент, обусловленный радиальными колебаниями стенки увеличивает амплитуду угловых колебаний при движении стенки вверх в конфузорном канале и при движении стенки вниз в диффузорном.

Элементарная сила и момент инерционного давления:

$$f_{gd} \approx k_d (1 - 2\theta) y, \quad k_d = \frac{\rho l^3}{12},$$

$$m_{gd} \approx m_{dy} + m_{dg},$$

$$m_{dy} = -k_d \frac{l}{15} \theta y, \quad m_{dg} = k_d \frac{l}{30} \theta g;$$

f_{gd} в первом приближении пропорциональна амплитудному значению радиального ускорения верхней стенки.

Найденные силовые характеристики являются реакциями потока на внешние гармонические воздействия, вызывающие колебания верхней стенки канала. Полученные силовые характеристики потока определяют относительные амплитуды ε и δ вынужденных колебаний стенки, и могут использоваться для вычисления ее амплитудных и фазовых частотных характеристик.

Для оценки динамической устойчивости упруго закрепленной стенки

канала (рисунок 2.) рассмотрим случай, когда на нее не действуют внешние силы и моменты: выведенная из состояния равновесия за счет возмущения начальных условий, стенка совершает свободные колебания.

Начало координат расположено в центре масс пластинки, когда она находится в положении статического равновесия. Обобщенные координаты в безразмерной форме имеют вид:

$$\varepsilon = e/H = \varepsilon_0 \sin \omega t, \quad \delta = \Delta\vartheta/\vartheta_0 = \delta_0 \sin \omega t$$

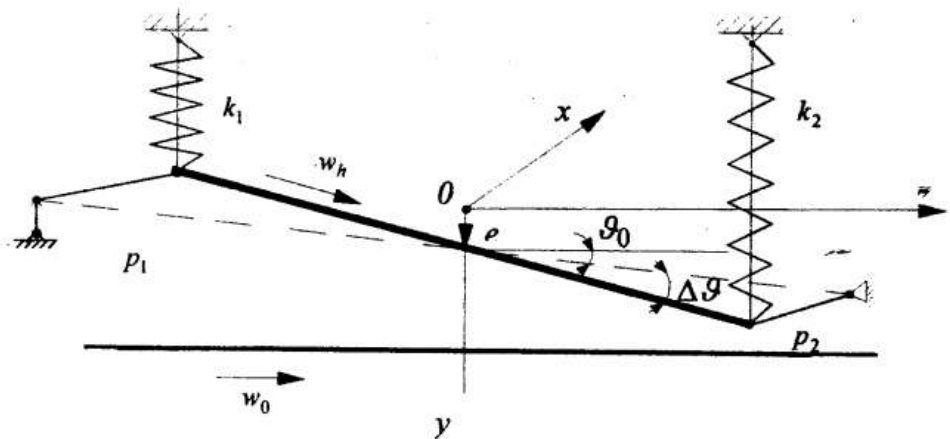


Рисунок 2 - Схема плоского канала с упруго закрепленной верхней стенкой

Уравнения свободных колебаний в безразмерных обобщенных координатах имеют вид:

$$\begin{aligned} y + \omega_{10}^2 y - c_{12} \vartheta - \frac{f_1}{mH} &= 0, \\ \vartheta + \omega_{20}^2 \vartheta - c_{21} y - \frac{m_1}{I\vartheta_0} &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

где $\omega_{10}^2 = (k_1 + k_2)/m$, $\omega_{20}^2 = (k_1 + k_2)l^2/4I$, - парциальные частоты, $c'_{12} = c'_{21} = 0,5l(k_1 - k_2)$ - коэффициенты упругой связи. f_i, m_i - сила и момент, действующие со стороны потока на элемент стенки единичной ширины.

Уравнения колебаний в операторной форме примут вид:

$$\begin{aligned} (a_1 p^2 + a_2 p + a_3) y + (\alpha_1 p^2 + \alpha_2 p - \alpha_3) \vartheta &= 0, \\ (-b_1 p^2 + b_2 p - b_3) y + (\beta_1 p^2 + \beta_2 p + \beta_3) \vartheta &= 0. \end{aligned}$$

где

$$a_1 = 1 - \frac{\rho l^3}{12mH}(1-2\theta), \quad a_2 = \frac{\mu l^3 k_0}{12mH^3}, \quad a_3 = \omega_{10}^2 + \Delta\omega_1^2, \quad \Delta\omega_1^2 = \frac{\Delta p l \theta}{2mH};$$

$$\alpha_1 = 0, \quad \alpha_2 = 0, \quad \alpha_3 = c_{12} - \Delta c_{12}, \quad \Delta c_{12} = \frac{\Delta p l^2}{4mH^2};$$

$$\beta_1 = 1 - \frac{\rho l^5}{720IH}, \quad \beta_2 = \frac{\mu l^5 k_0}{720IH^3}, \quad \beta_3 = \omega_{20}^2;$$

$$b_1 = \frac{\rho l^4 \theta}{360I}, \quad b_2 = \frac{\mu l^4 k_0 \theta}{60IH^2}, \quad b_3 = c_{21};$$

коэффициенты упругой (α_3, b_3) , диссипативной (α_2, b_2) и инерционной (b_1) связей.

Условием существования нетривиальных решений уравнений (4) относительно амплитуд, является равенство нулю определителя этой системы.

Раскрыв определитель, получим характеристическое уравнение

$$C_0 \lambda^4 + C_1 \lambda^3 + C_2 \lambda^2 + C_3 \lambda + C_4 = 0, \quad (5)$$

Коэффициенты которого равны:

$$C_0 = a_1 \beta_1, \quad C_1 = a_1 \beta_2 + a_2 \beta_1, \quad C_2 = a_1 \beta_3 + a_2 \beta_2 + a_3 \beta_1 - \alpha_3 b_1,$$

$$C_3 = a_2 \beta_3 + a_3 \beta_2 + \alpha_3 b_2, \quad C_4 = a_3 \beta_3 - \alpha_3 b_3$$

Характеристическое уравнение может иметь как вещественные, так и комплексные корни. Вещественные корни соответствуют аperiodическому движению. Границей аperiodической устойчивости, разделяющей области возрастания и убывания по экспоненциальному закону обобщенных координат, являются нулевые вещественные корни.

В диффузорном канале коэффициенты жесткости a_3 и α_3 , коэффициент инерционной связи b_1 , коэффициент диссипативной связи b_2 зависят от параметра конусности и могут становиться отрицательными или равными нулю, а значит и коэффициенты характеристического уравнения могут также менять знак или обращаться в нуль.

При отрицательной гидростатической жесткости возможно равенство:

$$C_4 = a_3 \beta_3 - \alpha_3 b_3 = 0$$

В этом случае характеристическое уравнение (4) имеет один вещественный, равный нулю корень, что соответствует расположению системы на аperiodической границе устойчивости: любое изменение параметров системы может привести к неограниченным отклонениям ее от положения равновесия. В гидроаэроурогости такое явление называется дивергенцией.

Критическое значение перепада давления, при котором возникает

дивергенция определяется выражением

$$\Delta p = -8 \frac{H}{l} \frac{k_1 k_2}{\theta(k_1 + k_2) + (k_1 - k_2)}$$

В канале с параллельными в равновесном состоянии стенками ($\mathcal{D}_0=0$) статическая потеря устойчивости возможна лишь в случае различных жесткостей, значения которых должны увеличиваться по направлению потока ($\Delta k < 0$). Если жесткости стенки равны ($k_1 = k_2$), то дивергенция возникает за счет начальной диффузности:

$$\Delta p = -\frac{4Hk}{l\theta}$$

Если корни характеристического уравнения комплексные, то вещественная часть корня характеризует изменение амплитуды во времени, а мнимая часть определяет частоту колебаний. Чисто мнимые корни ($\lambda = \pm i\nu$) являются границей колебательной устойчивости, им соответствуют незатухающие колебания системы.

В случае отрицательной демпфирующей связи ($b_2 < 0$) момент, вызванный радиальными колебаниями вала, увеличивает угловые колебания стенки. При этом коэффициент характеристического уравнения C_3 может быть равен нулю.

Коэффициент C_1 представляет собой произведения инерционных и коэффициентов демпфирования. Поскольку положительные значения демпфирующих сил и моментов стабилизируют движение стенки, примем $C_1 = 0$, т.е. найдем границу устойчивости с некоторым запасом. Характеристическое уравнение в этом случае становится биквадратным:

$$C_0 \lambda^4 + C_2 \lambda^2 + C_4 = 0,$$

а его корни

$$\lambda_{1,2}^2 = -\frac{C_2}{2C_0} \pm \sqrt{\frac{C_2^2}{4C_0^2} - \frac{C_4}{C_0}}.$$

Если подкоренное выражение положительно - корни характеристического уравнения чисто мнимые, - система совершает колебания с постоянной амплитудой.

Если подкоренное выражение отрицательно, то $\lambda_{1,2}^2 = a \pm ib$, где $a = -\frac{C_2}{2C_0}$, $b = \sqrt{\frac{C_4}{C_0} - \frac{C_2^2}{4C_0^2}}$. Корни характеристического уравнения - сопряженные комплексные числа:

$$\lambda_{1,2} = \sqrt{a^2 + b^2} e^{\mp i \frac{1}{2} \arctg \frac{b}{a}} = \alpha \pm i\beta,$$

следовательно, система совершает колебания с возрастающей во времени амплитудой.

Из условия $\sqrt{\frac{C_2^2}{4C_0^2} - \frac{C_4}{C_0}} < 0$, определим перепад давления, при кото-

ром возникает флаттер (в теории гидроаэроупругости: самовозбуждающиеся колебания элементов конструкций, возникающие при определенных скоростях обтекания воздухом упругих элементов этих конструкций)

$$\Delta p = 4 \frac{H(k_1 + k_2)}{l\theta} \left(1 + \frac{3(k_1 - k_2)}{\theta(k_1 + k_2)} \left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{2}{3} \theta \frac{k_1 - k_2}{k_1 + k_2}} \right) \right)$$

Для канала : $k_1 = 3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, $k_2 = 10^5 \text{ Н/м}^2$, $H = 5 \text{ мм}$, $\theta = 0,2$ критическое значение перепада давления - $\Delta p = 3 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $\Delta p = 6,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Таким образом, вследствие отрицательной демпфирующей связи, в канале с колеблющимися стенками под действием напорного течения возможно явление, подобное флаттеру.

Следует отметить, что даже в конфузормом канале, при перепадах давления сравнимых или превышающих жесткости k_1 и k_2 подвесок, C_3 также может быть равным нулю. Поэтому несмотря на то, что в дросселирующих каналах рекомендуется конфузормая форма, даже при такой геометрии канала возможны колебания стенок с возрастающей амплитудой.

Несмотря на то, что динамическая система ротор-щелевые уплотнения намного сложнее рассматриваемого плоского канала с упруго закрепленной жесткой стенкой (ротор – упругое тело с распределенными параметрами, а в щелевых уплотнениях возникает более сложная система гидродинамических сил), полученные результаты позволяют достаточно просто объяснить физику экспериментально установленного факта – самовозбуждающихся колебаний вала в щелевых уплотнениях при отсутствии вращения.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. – М.:Машиностроение. 1980, 200 с.
2. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. – М.:Машиностроение, 1982. – 109 с.
3. Марцинковский В.А. Гидродинамика дросселирующий каналов. – Сумы, СумДУ. 2002, 340 с.

ПРИМЕНЕНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ДЛЯ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНЫХ СИСТЕМ

FINITE ELEMENT METHOD APPLICATION FOR ROTOR SYSTEM DYNAMIC ANALYSIS

САФОНОВ Алексей Владимирович, инженер-конструктор,
ДП «Турбонасос» ФГУП КБХА, г. Воронеж, Россия.

Abstract. Analysis features of NISA/ROTOR are described with regard to rotor bearing systems. Several issues peculiar to rotor bearing systems such as critical speeds and instability phenomenon are explained along with illustrative examples.

Конечно-элементный программный модуль NISA/ROTOR и его использование при оценке динамических характеристик роторных систем. Введение

Модуль NISA/ROTOR предназначен для анализа вращающихся структур, и в частности, роторных систем.

С точки зрения конечно-элементной модели вращающейся конструктивной системы с распределенной массой, система уравнений движения для вращающейся системы дается в матричной форме в следующем виде

$$[M] \ddot{X} + [C_e + C_v + G] \dot{X} + [K + K_g + K_c + K_a + K_t + K_h] X = F(t), \quad (1)$$

где M , K и C_e – симметричные матрицы – массовая, упругих жесткостей и демпфирования, G – гироскопическая кососимметричная матрица, C_v и K_h – соотносятся с внутренним трением вала, которое может быть вязкого или гистерезисного типа: C_v – соотносится с внутренним трением вязкого типа и является симметричной, тогда как матрица K_h , которая имеет включения внутреннего трения как вязкого, так и гистерезисного типа, является кососимметричной, K_a , K_c и K_g – симметричные матрицы: жесткость от осевой нагрузки, центробежная и геометрическая жесткость, K_t – несимметричная матрица осевых моментов, C_e – матрица внешнего демпфирования, X – $6n \times 1$ вектор перемещений и поворотов по степеням свободы и $F(t)$ – соответст-

вующий силовой вектор во всех узлах, заданных в конструкции.

Особенности, связанные с роторными системами, могут быть представлены следующим образом:

- влияние скорости вращения;
- внутреннее трение в вале;
- диск с инерцией вращения;
- роторно-подшипниковое взаимодействие;
- осевые силы и моменты;
- податливость опор (корпуса и основания).

NISA/ROTOR обеспечивает возможность модульного обслуживания для выше приведенного по отношению к роторным системам.

Динамика ротора

Анализ динамики ротора имеет первостепенную важность при конструировании, работе, разрушении и конструктивной модификации турбомашин, центробежных насосов и других энергетических машин. В этих вращательных системах главное требование – это знание критических скоростей вращения и неустойчивости ротора, которая может возникнуть при вращении. Это в свою очередь связано с явлением прецессии. Вращающиеся ротора могут работать на скоростях вращения намного более высоких, чем несколько первых прецессионных скоростей, при этом они работают значительно выше некоторых критических скоростей. Критическая скорость – это явление резонанса, хорошо известное в случае невращающихся структур. Резонанс – это совпадение скорости вращения ротора с какой-нибудь из прецессионных (критических) скоростей системы или собственных частот, которые получаются из решения уравнения (1) при нулевой правой части.

Вращение вносит кососимметрию/несимметрию в математическую модель вращающейся системы. В общем случае несимметричной матрицы собственные частоты являются комплексными ($\lambda = \sigma + i \cdot \omega$) и собственные значения встречаются парами. Таким образом, если λ является собственным значением, общее решение представляется в форме

$$X(t) = A^+ \cdot \exp(\sigma + i \cdot \omega) + A^- \cdot \exp(\sigma - i \cdot \omega), \quad (2)$$

где A^+ и A^- – амплитуды прямой и обратной прецессии, σ – действительная часть собственного значения, являющаяся “демпфирующей” степенью, она определяет устойчивость системы ($\sigma > 0$ указывает на неустойчивость), ω – это собственная частота ротора и равняется скорости прецессии.

Общепринято выражать σ в терминах логарифмического декремента, при этом γ представляется в виде

$$\gamma = -2 \cdot \pi \cdot \sigma / \omega \quad (3)$$

В NISA/ROTOR предусмотрен решатель для расчета несимметричных собственных частот, который основывается на решателях блочной

компоновки и блоков Ланцоша. Для систем большого порядка, редуцирование модели возможно с помощью редукции Гвиана.

Роторно-подшипниковое взаимодействие

Подшипники поддерживают вращающийся вал и создают соответствующие поддерживающие силы. В то время как подшипники качения сравнительно просты для математического моделирования, моделирование жидкостных пленочных подшипников скольжения, которые часто используются в промышленности, относительно сложно. Жидкостная пленка в шейке вала создает динамическое давление при вращении вала и поддерживает вал. Результирующее распределение жидкостного давления описывается уравнениями Рейнольдса, которые представлены дифференциальными уравнениями в частных производных, учитывающих толщину пленки, вязкость жидкости, пространственный угол, радиус шейки и т.д. Функциональную форму решения уравнений Рейнольдса невозможно получить в простом виде. Предполагая стационарное состояние равновесия для эксцентриситета жидкостной пленки и угловой пространственной ориентации, можно получить решение для распределения давления в жидкостной пленке из линеаризованных уравнений Рейнольдса. Интегрирование по поверхности жидкостной пленки динамического давления дает динамическую жесткость и другие динамические коэффициенты подшипника. Таким образом, в результате имеем две важные особенности взаимодействия подшипников с вращающимся валом: податливость в местах расположения подшипников и коэффициент демпфирования. Это представляется в форме матриц 2×2 жесткости и демпфирования, которые получаются интегрированием матриц K и C_v в уравнении (1). Здесь необходимо заметить, что эти две матрицы подшипниковых коэффициентов могут быть несимметричными. С точки зрения динамики ротора, подшипниковое демпфирование является крайне полезным и нужным фактором. С другой стороны, перекрестные жесткостные коэффициенты могут вызывать неустойчивость роторной системы, что обсуждается в следующем разделе.

В модуле NISA/ROTOR можно учитывать жидкостные пленочные подшипники – плоский цилиндрический и конический демпфирующий тип подшипников. Пользователи могут либо прямо вводить подшипниковые динамические коэффициенты, либо опции для вычисления этих коэффициентов при заданной геометрии подшипника и нагрузке.

Критические скорости

Критическая скорость – это скорость вала, которая совпадает с одной из скоростей прецессии вращающейся системы. Очевидно, что когда вращающаяся система достигает скоростей около любой из скоростей прецессии, амплитуды вибраций ротора могут вырасти выше допустимого уровня, приводя к разрушению. Однако, как и в случае невращающихся систем,

если система обладает существенным демпфированием, амплитуды могут падать до приемлемых значений. Дополнительно к этому здесь стоит упомянуть, что рабочая скорость системы современных гибких роторов обычно выше критической и может благополучно проходить через одну или более критические скорости при каждом запуске и останове.

Неустойчивость

Неустойчивость, в отличие от резонансных явлений, связанных с критическими скоростями, не может привести к большим вибрационным амплитудам, но приводит в результате к резкому развитию несинхронного движения с некоторой пороговой скорости вращения, что в итоге ведет к катастрофическому разрушению. Исследования показывают, что вращающиеся системы склонны к проявлениям динамической неустойчивости, обусловленной присутствием внутреннего трения вала, несимметрии в жесткости опор, масляной подшипниковой пленки и гидродинамических щелевых уплотнений. Возникающие при этом явления нелинейной природы и самовозбуждения можно рассчитать, используя линеаризованный анализ устойчивости и определить границы устойчивости. Как уже упоминалось выше для уравнения (2), если экспонента демпфирования σ , полученная из анализа демпфированных собственных значений, является положительной, то система неустойчива. Другими словами, изменение знака логарифмического декремента λ от положительного к отрицательному показывает возникновение неустойчивости для соответствующей моды.

Несбалансированный отклик

Вращающаяся система, как правило, обладает неуравновешенной массой, или распределенной вдоль вала, или концентрированной в некоторых местах, где располагаются диски. Это ведет к появлению несбалансированных сил при вращении и вызывает резонанс при критических скоростях. Для моделей большого порядка имитирование этих несбалансированных сил на вале или диске может быть решено в рамках метода конечных элементов. Так как гироскопические силы вызывают как прямую, так и обратную прецессии, отклик от несбалансированных сил обнаруживает резонанс для этих прецессионных скоростей.

В NISA/ROTOR несбалансированность массы может быть задана в понятиях эксцентриситета для вала или диска в направлениях UY и UZ . Обобщенные силы $F(t)$ вводятся в общей формулировке в соответствии с уравнением (1) и несбалансированный отклик получается либо в области частот, либо времени.

Выводы

Таким образом, модуль NISA/ROTOR обладает следующими возможностями анализа динамики роторов:

- анализ критической скорости: эта возможность обеспечивает информацию по критическим скоростям, с учетом эффекта податливости подшипников.
- устойчивость: аспекты устойчивости обеспечиваются в форме демпфированных собственных частот.
- несбалансированный отклик: динамический отклик роторной системы получается во временной области прямым интегрированием системы уравнений движения. Отклик в частотной области получается решением системы уравнений, использующей комплексную форму записи.
- силовой вибрационный отклик: динамический отклик при внешнем нагружении, таком как силы, сконцентрированные в узлах, и возбуждение основания, получается во временной области при прямом интегрировании системы уравнений движения.

Примеры расчетов динамических характеристик роторных систем

Рассмотрим в качестве примера расчет критических частот вращения и устойчивости ротора на рисунке 1. Рассматривается двухпорный ротор с консольным расположением турбин и межпорным расположением дисков насосов I и II ступеней.



Рисунок 1 - Расчетная модель

Вал ротора моделируется балочными элементами. Диски и массы моделируются массами с учетом их моментов инерции. Подшипники моделируются пружинными и демпферными элементами с учетом их жесткостей и коэффициентов демпфирования. Общий вид расчетной модели представлен на рисунке 1.

При анализе динамических характеристик роторов ТНА нужно учитывать ряд особенностей, связанных с наличием гидродинамических сил в щелевых уплотнениях рабочих колес. Указанные силы не только ужесточают ротор, но и приводят к дестабилизации его движения, поскольку имеют составляющие, направленные перпендикулярно смещению ротора в зазорах уплотнений.

Параметры этих сил определяются коэффициентами гидродинамической жесткости $K_R(\omega)$ и гидродинамического демпфирования $K_C(\omega)$ для уп-

лотнений насоса. Эти коэффициенты вычисляются при помощи следующих выражений [1, 2]:

$$K_p(\omega) = K_{p.n} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2,$$

где
$$K_{p.n} = \frac{\pi}{2} \cdot \Delta P_n \cdot \frac{R \cdot l}{h_0} \cdot \alpha \cdot (1 - \alpha),$$

$$\alpha = \frac{1 + \xi}{1 + \xi + \lambda / 2h_0},$$

$\xi \approx 0,3$ – коэффициент сопротивления,

$\lambda \approx 0,04$ – коэффициент трения,

ΔP_n – перепад давления на номинальном режиме,

ω_n – номинальная частота вращения,

R, l и h_0 – радиус, длина и радиальный зазор уплотнения;

$$K_c(\omega) = K_{c.n} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right),$$

где
$$K_{c.n} = \frac{\pi}{24} \cdot \left[\frac{\rho \cdot \Delta P_n \cdot \lambda \cdot l}{h_0} \right]^{1/2} \cdot \frac{R \cdot l^2}{h_0},$$

ρ – плотность перекачиваемой жидкости.

На рисунках 2 и 3 приведены диаграммы Кэмпбелла для рассмотренного ротора без учета коэффициентов гидродинамической жесткости и гидродинамического демпфирования и с их учетом. Эти диаграммы показывают зависимость частот прямой и обратной прецессий ротора от частоты его вращения. Пересечение графиков прецессий с линией синхронного возбуждения дает значение критической скорости, соответствующей данной прецессии.

Кроме частот изгибных колебаний на рисунках 2 и 3 имеются три собственные частоты крутильных колебаний, которые не зависят от частоты вращения ротора.

Как можно видеть на диаграммах Кэмпбелла, в соответствии с гироскопическими членами, каждая изгибная мода распадается на две частоты – одна прямая и другая обратная мода. Гироскопический эффект повышает значение критической частоты для прямой прецессии и снижает его для обратной прецессии. Особенно сильное влияние гироскопический эффект оказывает на консольно расположенные диски.

На рисунках 4 и 5 приведены графики зависимости логарифмического декремента от частоты вращения для рассмотренного ротора без учета коэффициентов гидродинамической жесткости и гидродинамического демпфирования и с их учетом.

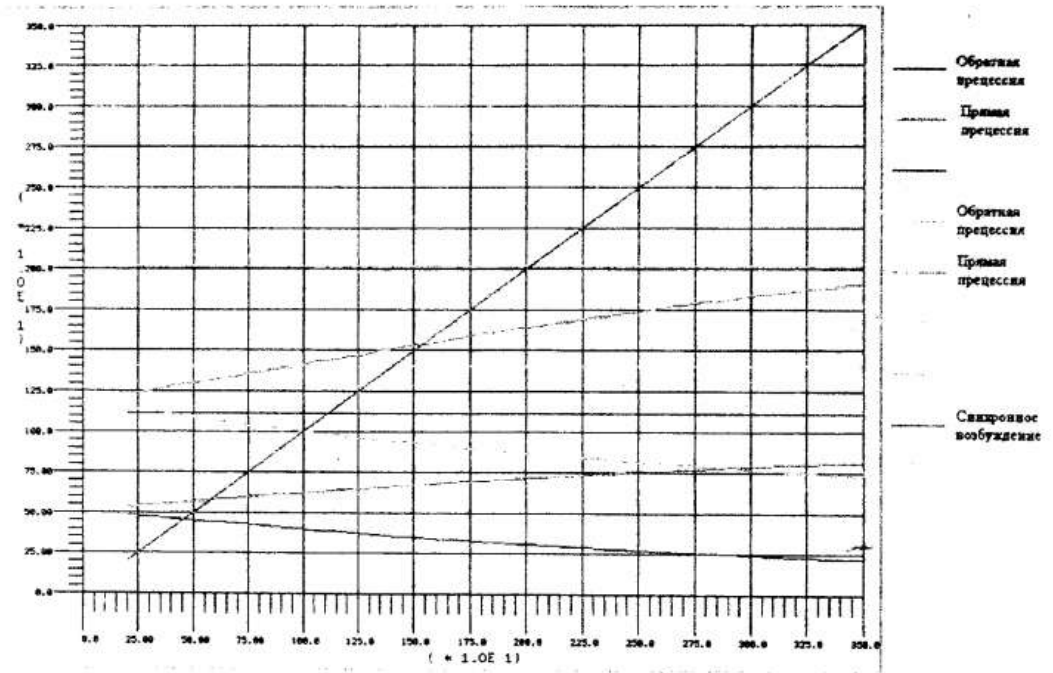


Рисунок 2 - График зависимости частоты прецессии от частоты вращения ротора без учета уплотнений

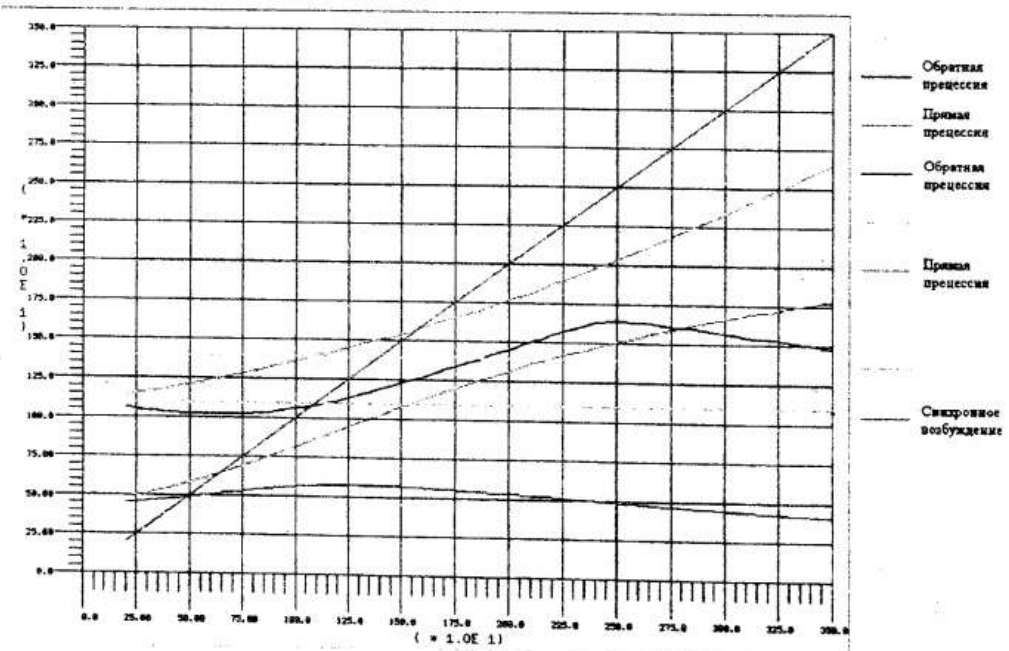


Рисунок 3 - График зависимости частоты прецессии от частоты вращения ротора с учетом уплотнений

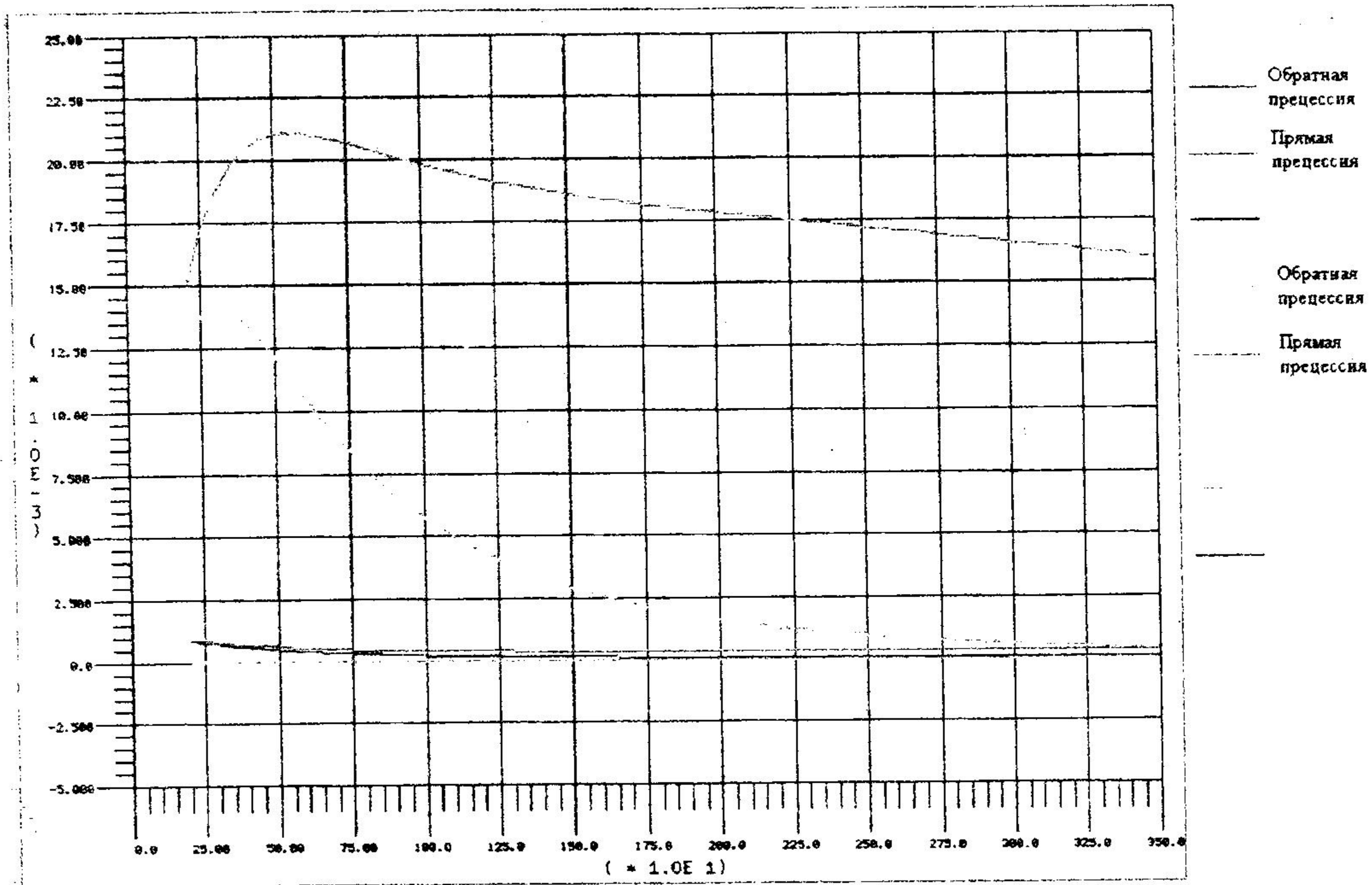


Рисунок 4 - График зависимости логарифмического декремента от частоты вращения ротора без учета уплотнений

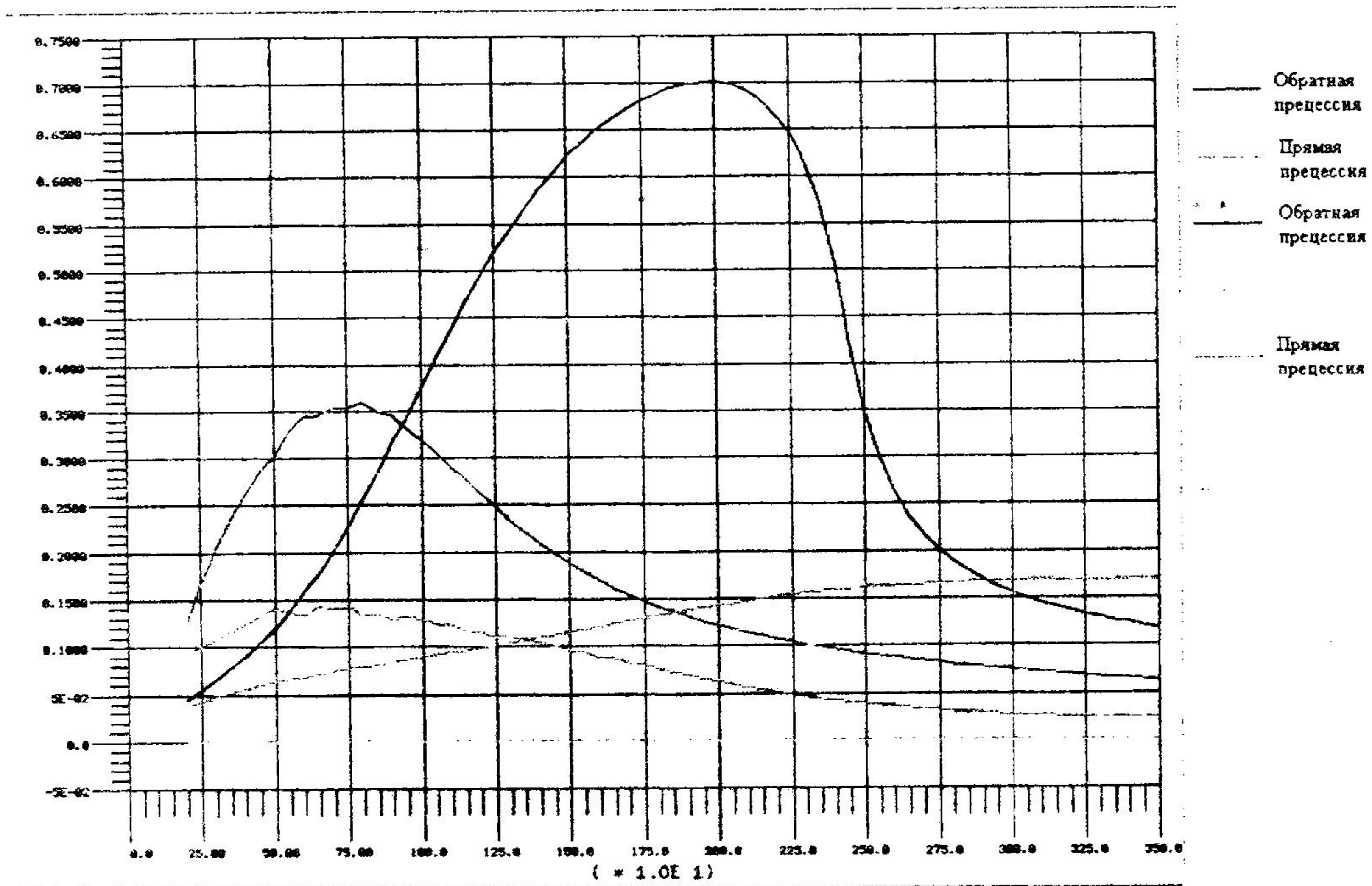


Рисунок 5 - График зависимости логарифмического декремента от частоты вращения ротора с учетом уплотнений

- анализ критической скорости: эта возможность обеспечивает информацию по критическим скоростям, с учетом эффекта податливости подшипников.
- устойчивость: аспекты устойчивости обеспечиваются в форме демпфированных собственных частот.
- несбалансированный отклик: динамический отклик роторной системы получается во временной области прямым интегрированием системы уравнений движения. Отклик в частотной области получается решением системы уравнений, использующей комплексную форму записи.
- силовой вибрационный отклик: динамический отклик при внешнем нагружении, таком как силы, сконцентрированные в узлах, и возбуждение основания, получается во временной области при прямом интегрировании системы уравнений движения.

Примеры расчетов динамических характеристик роторных систем

Рассмотрим в качестве примера расчет критических частот вращения и устойчивости ротора на рисунке 1. Рассматривается двухопорный ротор с консольным расположением турбин и межопорным расположением дисков насосов I и II ступеней.



Рисунок 1 - Расчетная модель

Вал ротора моделируется балочными элементами. Диски и массы моделируются массами с учетом их моментов инерции. Подшипники моделируются пружинными и демпферными элементами с учетом их жесткостей и коэффициентов демпфирования. Общий вид расчетной модели представлен на рисунке 1.

При анализе динамических характеристик роторов ТНА нужно учитывать ряд особенностей, связанных с наличием гидродинамических сил в щелевых уплотнениях рабочих колес. Указанные силы не только ужесточают ротор, но и приводят к дестабилизации его движения, поскольку имеют составляющие, направленные перпендикулярно смещению ротора в зазорах уплотнений.

Параметры этих сил определяются коэффициентами гидродинамической жесткости $K_R(\omega)$ и гидродинамического демпфирования $K_C(\omega)$ для уп-

лотнений насоса. Эти коэффициенты вычисляются при помощи следующих выражений [1, 2]:

$$K_p(\omega) = K_{p,n} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2,$$

где $K_{p,n} = \frac{\pi}{2} \cdot \Delta P_n \cdot \frac{R \cdot l}{h_0} \cdot \alpha \cdot (1 - \alpha)$, $\alpha = \frac{l + \xi}{l + \xi + \lambda l / 2 h_0}$, $\xi \approx 0,3$ – коэффициент сопротивления, $\lambda \approx 0,04$ – коэффициент трения, ΔP_n – перепад давления на номинальном режиме, ω_n – номинальная частота вращения, R , l и h_0 – радиус, длина и радиальный зазор уплотнения;

$$K_c(\omega) = K_{c,n} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right),$$

где $K_{c,n} = \frac{\pi}{24} \cdot \left[\frac{\rho \cdot \Delta P_n \cdot \lambda \cdot l}{h_0} \right]^{1/2} \cdot \frac{R \cdot l^2}{h_0}$, ρ – плотность перекачиваемой жидкости.

На рисунках 2 и 3 приведены диаграммы Кэмпбелла для рассмотренного ротора без учета коэффициентов гидродинамической жесткости и гидродинамического демпфирования и с их учетом. Эти диаграммы показывают зависимость частот прямой и обратной прецессий ротора от частоты его вращения. Пересечение графиков прецессий с линией синхронного возбуждения дает значение критической скорости, соответствующей данной прецессии.

Кроме частот изгибных колебаний на рисунках 2 и 3 имеются три собственные частоты крутильных колебаний, которые не зависят от частоты вращения ротора.

Как можно видеть на диаграммах Кэмпбелла, в соответствии с гироскопическими членами, каждая изгибная мода распадается на две частоты – одна прямая и другая обратная мода. Гироскопический эффект повышает значение критической частоты для прямой прецессии и снижает его для обратной прецессии. Особенно сильное влияние гироскопический эффект оказывает на консольно расположенные диски.

На рисунках 4 и 5 приведены графики зависимости логарифмического декремента от частоты вращения для рассмотренного ротора без учета коэффициентов гидродинамической жесткости и гидродинамического демпфирования и с их учетом.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. – М.: Машиностроение, 1970. – 272 с.
2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.

10-я Международная научно-техническая конференция "ГЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

ДИНАМІЧНА СТІЙКІСТЬ РОБОЧОГО ОРГАНА ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТУ ПЛАСТОВОЇ РІДИНИ

DYNAMIC STABILITY OF WORKING BODY OF TURBOPUMP THE UNIT OF UNDERGROUND WATERS

ГОРОВИЙ Сергій Олександрович, к.т.н., доцент,
Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна.

Abstract. Analytical methods of calculation of dynamic stability of oscillatory system "a rotor - condensation" enable to estimate boundary on stability angular speed of a rotor of separate steps TP for transportation underground waters. The analysis of system of the differential equations of joint radial-angular fluctuations of the rotor, carried out with the help of numerical settlement methods, allows to draw a conclusion on expansion of a range of dynamic stability of a rotor in case of reduction rotation a stream before condensation of a flowing part.

Гідроприводні турбонасосні агрегати (ТНА) завдяки своїм перевагам (регульованості (саморегульованості), надійності та малим габаритам), все частіше застосовуються для перекачування рідин у різних технологічних системах. Основними областями їх застосування є гідравлічні мережі ТЕС та АЕС [1], літальні апарати [2], модульні комбіновані пожежні насоси [3], свердловинні гідродинамічні насосні агрегати [4].

Зазначені області застосування агрегатів накладають на них особливі параметричні та конструктивні вимоги (обмеження), що приводить до необхідності аналізу кожного виду ТНА окремо.

Розглядаючи свердловинні ТНА можна виділити такі їх характерні особливості: обмеження за діаметральними габаритами (внаслідок розміщення у свердловині) та необхідність отримання високих тисків рідини для транспортування її на поверхню з великих глибин. Ці особливості ведуть до створення ТНА у багатоступінчастому варіанті з тонким гнучким валом та розвиненою гідравлічною системою безконтактних ущільнень, а також системою авторозвантаження значної вістової сили, яка діє на ротор ТНА.

Робочі режими ТНА охоплюють досить діапазон частот обертання ротора від декількох сотень до десятків тисяч обертів на хвилину, що майже завжди перевищує по верхній межі частоту власних коливань ротора у повітрі. Отже, ротор ТНА є "гнучким", що зумовлює необхідність динамічних розрахунків системи "ротор-ущільнення" з урахуванням гідравлічних властивостей останніх.

Конструктивна система свердловинного ТНА для підйому пластової рідини ГВП 9-2000-500 складається з насосної та турбінної частин, кожна частина – це багатоступінчастий агрегат (12 ступенів – насос, 18 ступенів – турбіна). Внаслідок того, що привідний вал ТНА дуже гнучкий (тонкий та довгий) радіальний жорсткісний зв'язок між ступенями досить слабкий; це дає можливість вважати кожен ступінь насоса чи турбіни майже самостійною коливальною системою. Оскільки геометричні розміри та гідравлічні параметри у всіх однотипних ступенів однакові, можна очікувати і одно типових динамічних характеристик. Отже, якщо навіть в одній ступені – коливальній системі виникнуть небажані процеси, пов'язані із втратою динамічної стійкості. Це негативно відобразиться на вібростабільності всього ротора, що неминуче приведе до порушень в роботі ТНА.

Аналіз динамічної стійкості турбінної ступені ТНА ГВП 9-2000-500 був проведений за допомогою математичної моделі ступені, як симетричного одно масового ротора, що само встановлюється в безконтактних ущільненнях проточної частини. Такий ротор, подібно ротору на гідродинамічних підшипниках ковзання, при наявності деяких умов може втратити динамічну стійкість та увійти в режим автоколивань з максимально можливою амплітудою. Щоб виявити умови втрати стійкості потрібно дослідити вільні коливання системи "ротор-ущільнення". Геометрична конфігурація ступені ТНА дає можливість використати для її динамічного аналізу модель симетричного одно масового ротора, який обертається у двох ущільненнях і здійснює вимушені радіально-кутові коливання під дією динамічної невідновженості. Система рівнянь динаміки такої моделі має вигляд:

$$\begin{cases} a_{11} \cdot z + a_{12} \cdot \dot{z} + a_{13} \cdot \ddot{z} - i(a_{14} \cdot \omega \cdot z + a_{15} \cdot \dot{\omega} \cdot z) - i \cdot (a_{16} \cdot v + a_{17} \cdot \dot{v} + a_{18} \cdot \ddot{v}) - \\ \quad - a_{19} \cdot \omega \cdot \dot{v} - a_{101} \cdot \omega v = A \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t} \\ a_{11} \cdot v + a_{12} \cdot \dot{v} + a_{13} \cdot \ddot{v} - i \cdot (a_{14} \cdot \omega \cdot v + a_{15} \cdot \dot{\omega} \cdot v) - i \cdot (a_{16} \cdot z + a_{17} \cdot \dot{z} + a_{18} \cdot \ddot{z}) - \\ \quad - a_{19} \cdot \omega \cdot z - a_{101} \cdot \omega \dot{z} = \Gamma \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t} \end{cases} \quad (1)$$

де: $z = x + iy$; x, y – радіальні координати центра мас ротора;
 $v = v_x + i v_y$, v_x, v_y – кути перекосу вісі ротора відносно осей Ox та Oy ;

A, Γ – параметри статичної та динамічної невідновженості ротора;
 коефіцієнти: $a_{11} = 1$; $a_{12} = 2b/M_*$, $a_{13} = (2K_s + K_{11})/M_*$,
 $a_{14} = 2g/M_*$, $a_{15} = 2g/M_*$,

$$a_{16} = ((m_{\bullet 1} - m_{\bullet 2})L + \bar{m}_{\bullet 1} - \bar{m}_{\bullet 2})/M_{\bullet};$$

$$a_{17} = ((b_1 - b_2)L + \bar{b}_1 - \bar{b}_2)/M_{\bullet};$$

$$a_{18} = ((K_{S1} - K_S)L + \bar{K}_{S1} - \bar{K}_{S2} + K_{11})/M_{\bullet};$$

$$a_{19} = ((g_1 - g_2)L + \bar{g}_1 - \bar{g}_2)/M_{\bullet};$$

$$a_{11} = 1;$$

$$a_{12} = 2(-\alpha_v L + \beta_{vv} + bL^2 + \bar{b}L)/I_{\bullet};$$

$$a_{13} = 2(-\alpha_l L - \beta_v + K_S L^2 + \bar{K}_S \cdot L + \frac{1}{2} K_{22})/I_{\bullet};$$

$$a_{14} = (I_0 - I_e + 2gL^2 + 2\bar{g}L)/I_{\bullet};$$

$$a_{15} = (\alpha_v L - \beta_{vv} + 2qL^2 + 2\bar{q}L)/I_{\bullet};$$

$$a_{16} = (m_{\bullet 1} - m_{\bullet 2})L/I_{\bullet};$$

$$a_{17} = (\alpha_{v2} - \alpha_{v1} + (b_1 - b_2)L)/I_{\bullet};$$

$$a_{18} = \alpha_{e2} - \alpha_{e1} + (K_{S1} - K_{S2})L \pm K_{22}/I_{\bullet};$$

$$a_{19} = (g_2 - g_1)L/I_{\bullet};$$

$$a_{101} = (\frac{1}{2}(\alpha_{v2} - \alpha_{v1}) + (q_2 - q_1)L)/I_{\bullet};$$

$$M_{\bullet} = m + m_{\bullet 1} + m_{\bullet 2};$$

$$I_{\bullet} = (m_{\bullet 1} + m_{\bullet 2})L^2 + (\bar{m}_{\bullet 1} + \bar{m}_{\bullet 2})L + I_e;$$

m – маса ротора; I_e – екваторіальний момент інерції ротора;

I_0 – вістовий момент інерції ротора;

L – відстань від центра мас ротора до геометричного центра ущільнень;

ω – кутова швидкість ротора;

K_{11}, K_{12} – коефіцієнти радіальної та кутової жорсткості вала;

Гідравлічні коефіцієнти ущільнень $K_S, \bar{K}_S, b, \bar{b}, g, \bar{g}, q, \bar{q}, m_{\bullet}, \bar{m}_{\bullet}, \alpha_v, \alpha_e, \beta_{vv}, \beta_v$ наведені в роботі [5].

Співвідношення між коефіцієнтами: $q = \chi b, \bar{q} = \chi \bar{b}$, де $\chi = \omega_0/\omega$, ω_0 – осереднена по зазору результуюча кутова швидкість рідини;

$$a_{15} = \chi a_{12}, a_{15} = \chi a_{12}.$$

Вільні коливання ротора в ущільненнях визначаються розв'язком системи (1) без правої частини. Розглядаючи в першому наближенні незв'язні вільні коливання системи (1) за критерієм Рауса-Гурвіца отримуємо граничну за стійкістю кутову швидкість ротора для радіальних коливань:

$$\omega_{z.p.e.} \leq \frac{\sqrt{a_{13}}}{\chi \sqrt{1 - \frac{a_{14}}{\chi}}} \quad (2)$$

де: $\sqrt{a_{13}} = \omega_e$ – власна частота (кутова швидкість) радіальних коливань.

Якщо прийняти допущення, що: $\chi = 0,5, g = m_{\bullet}, m_{\bullet} \ll m$, маємо:

$$\omega_{z.p.e.} \approx 2\omega_e \quad (3)$$

тобто гранична частота приблизно дорівнює подвоєній частоті власних радіальних коливань ротора в ущільненнях. Аналіз формул (2) вказує на залежність граничної за стійкістю кутової швидкості радіальних коливань від закрутки потоку (χ) на вході в ущільнення.

У випадку повної закрутки потоку $\chi=1$, що може мати місце в турбінній ступені, гранична за швидкістю кутова швидкість значно нижча подвоєної частоти власних коливань.

Оскільки загальний вигляд рівнянь для незалежних радіальних та кутових коливань у системі (1) однаковий, це дає можливість дещо спростити аналіз кутових коливань по аналогії з радіальними.

Для кутових коливань вираз для граничної за стійкістю кутової швидкості має вигляд:

$$\omega_{zp.v} \leq \alpha_{12} \cdot \left(\frac{\alpha_{13}}{\alpha_{15}(\alpha_{15} - \alpha_{12}\alpha_{14})} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4)$$

Або, нехтуючи малими компонентами $\alpha_{\nu}L$, $\beta_{\nu\nu}$, \bar{g}, \bar{q} та приймаючи $\chi=0,5$, отримуємо:

$$\omega_{zp.v} \approx 2\omega_{\nu} \left(\frac{I_c}{3I_c - 2I_0} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (5)$$

де: $\omega_{\nu} = \sqrt{\alpha_{13}}$ - власна частота (кутова швидкість) кутових коливань ротора в ущільненнях.

Аналіз формули (4) вказує на залежність граничної за стійкістю кутової швидкості кутових коливань від закрутки потоку на вході в ущільнення, оскільки $\alpha_{15} = \chi \alpha_{12}$.

Більш детальний аналіз системи (1) для випадку сумісних радіально-кутових коливань ротора в ущільненнях з точки зору динамічної стійкості ротора приводить до розгляду характеристичного рівняння виду:

$$F(p) = W_0 p^8 + W_1 p^7 + W_2 p^6 + W_3 p^5 + W_4 p^4 + W_5 p^3 + W_6 p^2 + W_7 p + W_8 = 0, \quad (6)$$

де $p = d/dt$, $W_i = f(\alpha_{jk}^n; \alpha_{jk}^n; w)$; a_{jk} , α_{jk} - коефіцієнти системи (1).

За критерієм Раусса-Гурвіца для полінома з дійсними коефіцієнтами (6) з точки зору стійкості необхідно та достатньо, щоб детермінант, складений з коефіцієнтів полінома, а також всі його головні діагональні мінори були додатними. З урахуванням теореми Льенара-Шипара многочлена парної степені з додатними дійсними коефіцієнтами отримуємо вирази:

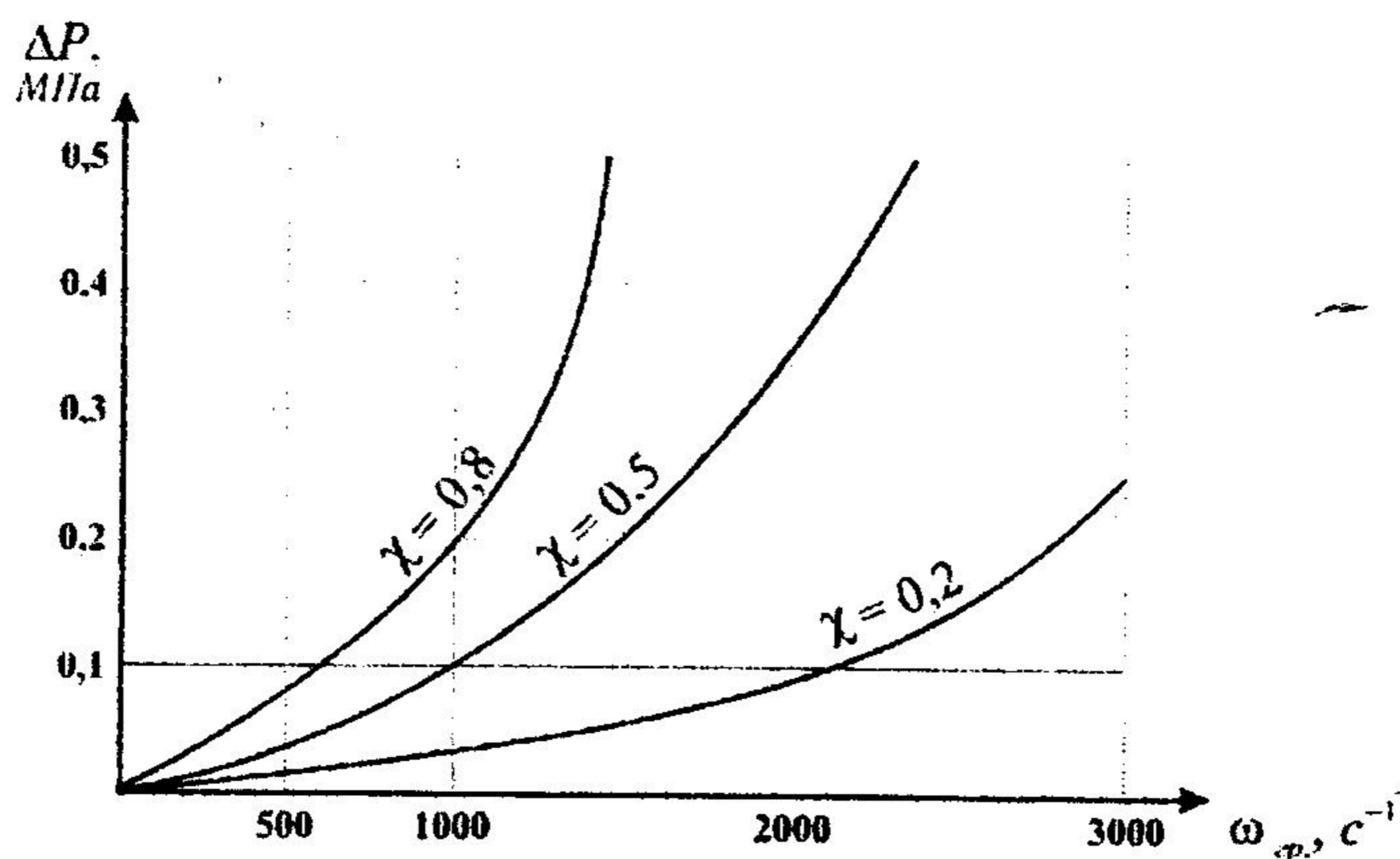
$$H_7 = \det_1(W_1; \dots; 8) > 0; H_5 = \det_2(W_1; \dots; 8) > 0; \\ H_3 = \det_3(W_1; \dots; 8) > 0; H_1 = W_1 > 0. \quad (7)$$

Після розкриття детермінантів (7) внаслідок їх високого порядку з'являються громіздкі вирази, які важко піддаються аналізу, оскільки мають велику кількість незалежних параметрів. Тому подальший аналіз

доцільно вести методами чисельного моделювання за допомогою комп'ютерної техніки.

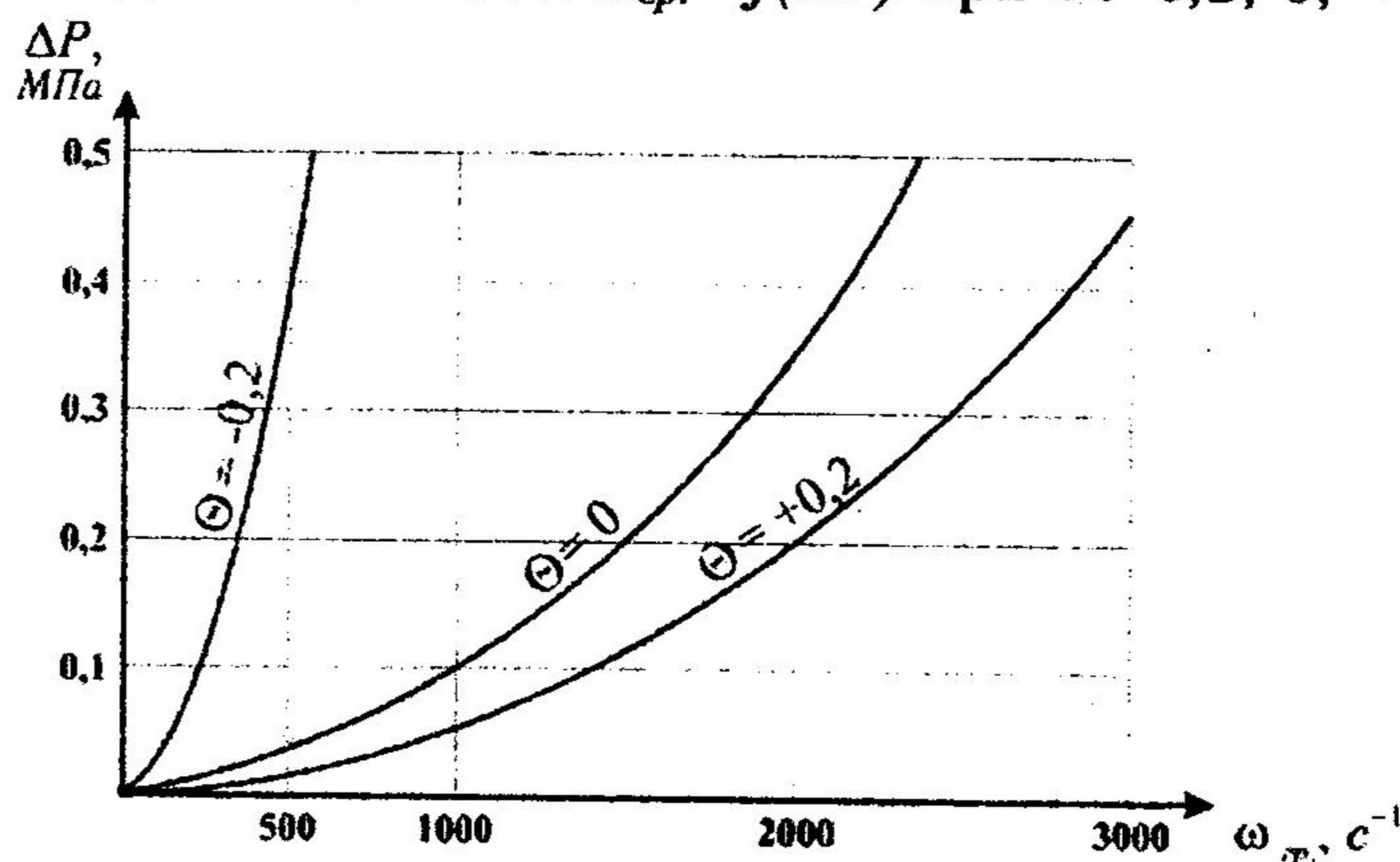
Найбільш суттєвими параметрами, які значно впливають на границю динамічної стійкості ротора в ущільненнях, є закрутка потоку на вході в ущільнення (χ) та параметр конусності ущільнення (Θ). Чисельні розрахунки були проведені для трьох значень параметрів χ та Θ в діапазоні кутових частот обертання ротора: $0 \leq \omega \leq 3000 \text{ c}^{-1}$.

На мал. 1 наведені розрахункові залежності $\omega_{\text{гр.}} = f(\Delta P)$, де ΔP – перепад тиску на ущільненні для трьох значень χ : 0,2; 0,5; 0,8. Параметри ротора: $m = 3 \text{ кг}$, $L = 20 \text{ мм}$; параметри ущільнення: $h = 0,2 \text{ мм}$, $l = 15 \text{ мм}$, $D = 100 \text{ мм}$.



Малюнок 1 – Залежність границі динамічної стійкості від закрутки потоку

На мал. 2 наведені залежності $\omega_{\text{гр.}} = f(\Delta P)$ при Θ : -0,2; 0; +0,2.



Малюнок 2 – Залежність границі динамічної стійкості від параметра конусності ущільнення

Порівняльний аналіз наведених залежностей говорить про те, що гранична за стійкістю кутова швидкість обертання ротора зростає в конфуз орних ущільненнях та при зниженні закрутки потоку на вході в ущільнення. При цьому більш суттєвим фактором збільшення робочого

діапазону кутових швидкостей обертання ротора є зниження закрутки потоку на вході в ущільнення.

Для реального ТНА ГВП 9-2000-500 робочий діапазон кутових швидкостей лежить від 200 с^{-1} до $1000...1200 \text{ с}^{-1}$. Отже, не виключена можливість потрапляння в зону втрати ротором динамічної стійкості, особливо турбінної частини агрегату. Для усунення такої несприятливої можливості було розроблене конструкторське рішення у вигляді протизакрутноі решітки (кільце з системою отворів-каналів), якою доповнили кожен ступінь турбіни. Це дозволило значно знизити закрутку потоку на вході в кожне ущільнення турбінної частини агрегату. В процесі експлуатації ТНА відказів, пов'язаних з явною втратою ротором динамічної стійкості, виявлено не було.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Шлеминзон К.Т., Дубилет С.Л., Сбитов В.П. и др. Насосы с гидротурбинным приводом для энергоблоков ТЭС и АЭС // Труды 8-й Международной научно-технической конференции «Насосы-96». – Сумы: ИПП «Мрия» ЛТД, 1996. – С. 107-118.
2. Аринушкин Л.С. и др. Авиационные центробежные насосные агрегаты. – М.: Машиностроение, 1967. – 256 с.
3. Евтушенко А.А., Аписов В.Н., Бабак В.В., Твердохлеб И.Б. Модульный комбинированный пожарный насосный агрегат // Труды 8-й Международной научно-технической конференции «Насосы-96». – Сумы: ИПП «Мрия» ЛТД, 1996. – С. 217-227.
4. Евтушенко А.А., Кравцов М.И., Твердохлеб И.Б. Скважинная гидродинамическая установка для пластовых вод // Труды 8-й Международной научно-технической конференции «Насосы-96». – Сумы: ИПП «Мрия» ЛТД, 1996. – С. 77 - 86.
5. Горовой С.А. Разработка и исследование конструкций “безвальных” центробежных насосов/ Дис. ... канд. техн. наук.–Сумы, 1995.–233 с.

10-я Международная научно-техническая конференция "ТЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

НЕЛИНЕЙНАЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПОРНОГО СЕГМЕНТНОГО ПОДШИПНИКА (СТАЦИОНАРНАЯ ЗАДАЧА)

NON-LINEAR HYDRODYNAMIC MODEL OF JOURNAL SEGMENTAL BEARING (STEADY-STATE PROBLEM)

САВОНЕНКО Василий Иванович, с.н.с.,
АО «НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы, Украина.

Abstract. This paper presents non-linear hydrodynamic model of journal segmental bearings (steady-state problem). There is given algorithm for computation of steady-state characteristics and generalized dynamic factors (stiffness coefficient and damping factor). Packet of applied programs (FORTRAN-77/MS-DOS) is recommended to carry out hydrodynamic analysis of journal segmental bearings for high rotational speed centrifugal machines while their designing and performing start-up and adjustment works.

На этапах проектирования ЦМ и проведения пуско-наладочных работ часто возникает необходимость уточненного динамического анализа (ДА) роторных систем (РС) с учетом гидродинамического влияния (ГДМ - влияние) масляного клина (МК) опорных сегментных подшипников (ОСП), что приводит к необходимости совместного решения задач теории колебаний (ТК) и гидродинамики (ГДМ).

Таким образом построение ГДМ-модели ОСП - является актуальной задачей. В этом направлении выполнен большой объем экспериментальных и теоретических исследований [1...11].

Характерной особенностью ОСП является сведение циркуляционных сил (основной источник автоколебаний) на рабочих режимах к минимуму за счет подвижности вкладышей/сегментов, поэтому они считаются наиболее виброустойчивыми в широком диапазоне частот и нашли широкое применение в высокооборотных ЦМ (линейная скорость вала в ОСП достигает $U = 100$ м/с и более [4]).

В данной работе предлагается нелинейная ГДМ-модель ОСП (стационарная задача) на основе гипотезы "Вкладыши/сегменты являются аб-

солотно-жесткими (недеформируемыми), самоустанавливающимися, с центральным шарнирным опиранием" - см. рис. 1-а.

Основные уравнения ГДМ:

1) уравнения Навье-Стокса:

$$\frac{d\vec{V}}{dt} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p + \nu \nabla^2 \vec{V},$$

2) уравнения сплошности/неразрывности:

$$\text{div}(\vec{V}) = 0,$$

где: \vec{V} - вектор скорости жидкости; \vec{F} - вектор массовых сил жидкости; ρ - плотность жидкости; p - давление жидкости; ν - кинематическая вязкость жидкости; grad - оператор градиента; ∇^2 - оператор Лапласа; div - оператор дивергенции.

На основе следующих допущений-гипотез: $\nu = \text{const}$ - вязкая жидкость; $\rho = \text{const}$ - несжимаема жидкость; $T = \text{const}$ - изотермическая жидкость; $F = 0$ - массовые силы равны нулю; $\frac{d\vec{V}}{dt} = 0$ - силы инерции равны нулю, основные уравнения ГДМ могут быть преобразованы в фундаментальное уравнение Рейнольдса - основное уравнение ГДМ-теории смазки [1,3]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \mu U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \mu \frac{\partial h}{\partial t}$$

где: $h = h(x, z, t)$ - зазор/толщина МК; $p = p(x, z, t)$ - давления МК; μ - динамическая вязкость смазки; U - скорость относительного движения поверхностей скольжения; x, z - прямоугольные координаты; t - время.

Фундаментальное уравнение Рейнольдса устанавливает дифференциальную связь между параметрами зазора/толщины и давления МК. Решение его является интегральным с сильной нелинейностью (несущая способность имеет предельно-граничную сингулярность), нестационарным и представляет собой сложную и трудоемкую теоретическую задачу прикладной ГДМ.

При стационарных нагрузках ОСП может быть получено стационарное интегральное решение. В задачах ДА РС ЦМ на ОСП наибольший практический интерес представляют не только стационарные характеристики, но и обобщенные динамические коэффициенты (ОДК) в точке стационарного положения равновесия (ГДМ-жесткость и ГДМ-демпфирование).

Решение задачи сводится к 2-м основным этапам:

- 1) расчет точки стационарного положения равновесия ОСП;
- 2) расчет обобщенных динамических коэффициентов ОСП.

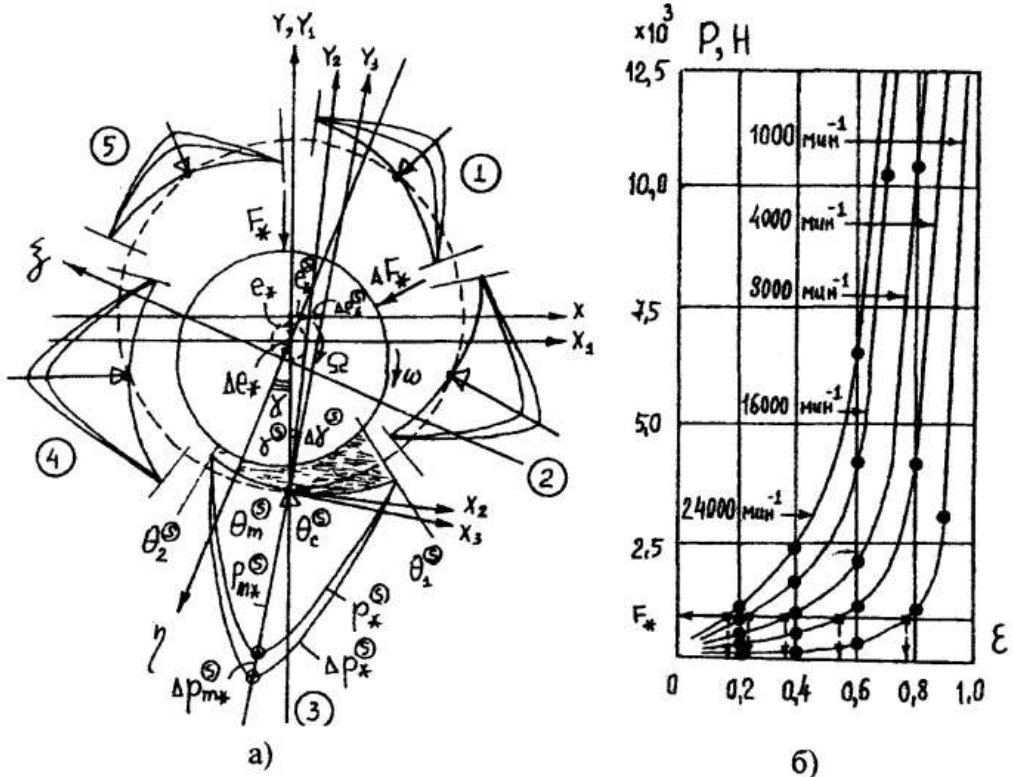


Рисунок 1 - Гидродинамическая модель опорного сегментного подшипника - стационарная задача и метод малых возмущений (а), стационарная силовая характеристика несущей способности (б).

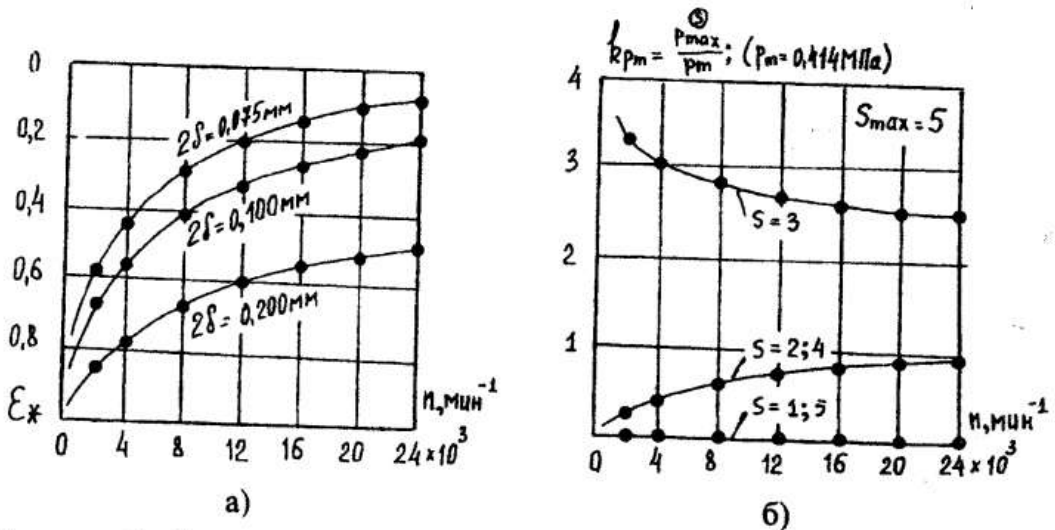


Рисунок 2 - Стационарные частотные характеристики относительного эксцентриситета вала (а) и максимальных давлений масляного клина сегментов (б) опорного сегментного подшипника.

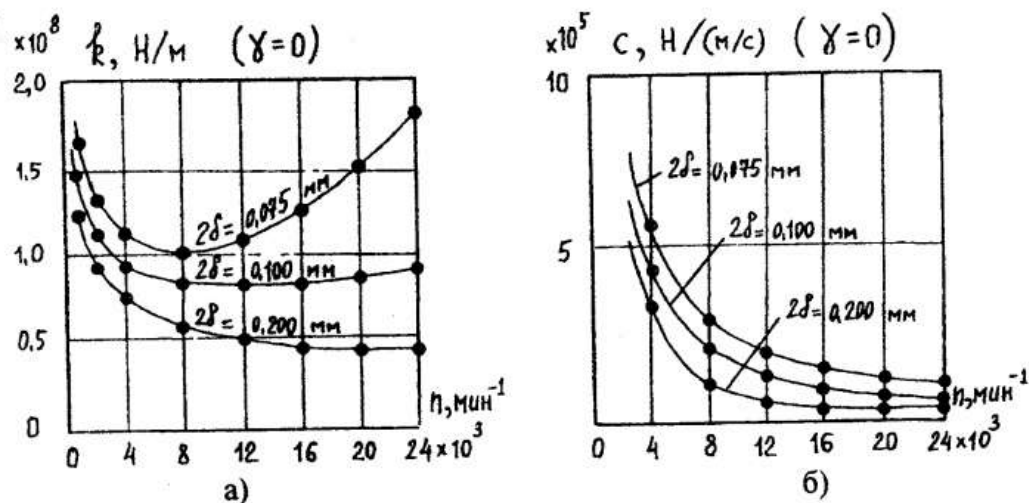


Рисунок 3 - Стационарные частотные характеристики обобщенных динамических коэффициентов опорного сегментного подшипника: ГДМ-жесткости (а) и ГДМ-демпфирования (б).

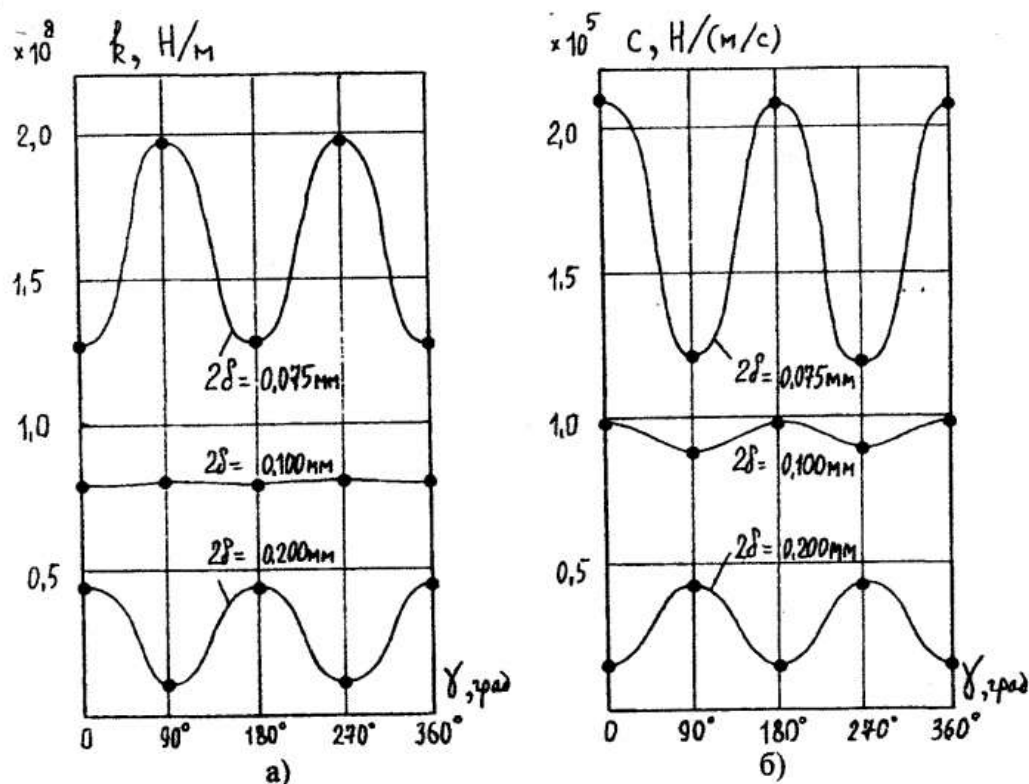


Рисунок 4 - Влияние угла возмущения и зазора на обобщенные динамические коэффициенты опорного сегментного подшипника: ГДМ-жесткость (а) и ГДМ-демпфирование (б).

1 ЭТАП. Расчет точки стационарного положения равновесия (СПР). Расчет сводится к решению стационарного уравнения Рейнольдса для МК ОСП (стационарная задача). С учетом дополнительных упрощающих гипотез для ОСП основная система уравнений ГДМ-теории смазки может быть приведена к виду:

$$L_1(p_*^s, h_*^s, \mu, \omega, R) = 0, p_*^s(\theta_1^s) = p_*^s(\theta_2^s) = 0, s = \overline{1, s_{max}}, \bar{P} = \bar{F}_*,$$

где: L_1 - дифференциальный оператор Рейнольдса стационарной задачи; $h_*^s(\theta)$, $p_*^s(\theta)$ - стационарные зазор/толщина и давление МК сегмента; μ - динамическая вязкость смазки; ω - частота вращения вала (угловая скорость); R - радиус вала; s - номер сегмента; s_{max} - максимальное количество сегментов ОСП; θ_1^s, θ_2^s - начальный и конечный угол сегмента; P - стационарная несущая способность ОСП; F - стационарная внешняя нагрузка ОСП.

Обобщенный алгоритм расчета точки СПР:

- 1) построение геометрической модели ОСП в точке СПР;
- 2) определение геометрических параметров МК ОСП;
- 3) построение стационарного интегрального решения ОСП;
- 4) учет стационарных граничных условий ОСП;
- 5) определение стационарной несущей способности ОСП;
- 6) учет стационарного условия равновесия ОСП;
- 7) построение системы нелинейных уравнений порядка $N = S_{max} + 1$ ($CHY/N = S_{max} + 1$);
- 8) анализ и исследование свойств решений $CHY/N = S_{max} + 1$ и формирование условий взаимно-однозначного соответствия;
- 9) разработка численного метода решения $CHY/N = S_{max} + 1$ с учетом условий взаимно-однозначного соответствия;
- 10) получение численного решения стационарной задачи - точка СПР;
- 11) определение дополнительных стационарных характеристик ОСП.

Наибольший практический интерес представляют:

- 1) $P = f(\varepsilon)$ - стационарная силовая характеристика (СХ) несущей способности ОСП;
 - 2) $E = f(\omega)$ - стационарная частотная характеристика (ЧХ) относительно эксцентриситета ОСП;
 - 3) $p = f(\theta)$ - стационарное распределение давления МК сегментов,
- где $f(\dots)$ - функциональная зависимость; ε - относительный эксцентриситет; ω - частота вращения; θ - полярный угол.

2 ЭТАП. Расчет обобщенных динамических коэффициентов (ГДМ-жесткости (ГДМ-Ж) и ГДМ-демпфирования (ГДМ-Д)) в точке СПР ОСП. Расчет сводится к решению нестационарного уравнения Рейнольдса для МК ОСП, линеаризованного в точке СПР на основе метода малых возмущений (ММВ).

С учетом дополнительных упрощающих гипотез для ОСП основная система уравнений ГДМ-теории смазки на основе ММВ может быть приведена к виду:

$L_2(\Delta p_*^s, \Delta h_*^s, \mu, \omega, R, t) = 0, \Delta p_*^s(\theta_1^s) = \Delta p_*^s(\theta_2^s) = 0, s = \overline{1, s_{max}}, \overline{\Delta P} = \overline{\Delta F_*},$
 где: L_2 - дифференциальный оператор Рейнольдса нестационарной задачи, линеаризованной в точке СПР/ММВ; $\Delta p_*^s(\theta), \Delta h_*^s(\theta)$ - нестационарные дополнительные (ДП) параметры ММВ: ДП-зазор/толщина и ДП-давление МК сегмента; $\overline{\Delta P}$ - нестационарная ДП-несущая способность ММВ ОСП; $\overline{\Delta F_*}$ - нестационарная ДП-внешняя нагрузка ММВ ОСП.

Обобщенный алгоритм расчета ОДК:

- 1) построение геометрической модели ОСП в точке СПР/ММВ;
- 2) определение геометрических ДП-параметров МК ОСП;
- 3) построение нестационарного ДП-интегрального решения ОСП;
- 4) учет нестационарных ДП-граничных условий ОСП;
- 5) определение нестационарной ДП-несущей способности ОСП;
- 6) учет нестационарного ДП-условия равновесия ОСП;
- 7) формирование матричного уравнения связи ДП-силовых и кинематических параметров ММВ ОСП и определение обобщенных динамических коэффициентов ОСП (ГДМ-Ж и ГДМ-Д) на основе гипотезы линейной независимости (ЛНЗ) кинематических параметров ММВ;
- 8) формирование матричного уравнения связи ДП-силовых и кинематических параметров ММВ ОСП и определение обобщенных динамических коэффициентов ОСП (ГДМ-Ж и ГДМ-Д) на основе гипотезы линейной зависимости (ЛЗ) кинематических параметров ММВ и введения "обобщенной функции слежения" сегментов за движением вала при ММВ.

Наибольший практический интерес представляют:

- 1) $\{k, c\} = f(\omega)$ - стационарные ЧХ ОДК ОСП;
 - 2) $\{k, c\} = f(\gamma)$ - стационарные полярные характеристики (ПХ) ОДК ОСП,
- где ω - частота вращения; γ - полярный угол.

На основе вышеприведенных алгоритмов был разработан пакет прикладных программ (ППП) нелинейного ГДМ-анализа ОСП (язык программирования - ФОРТРАН-77/MS-DOS). Решение дифференциальных уравнений Рейнольдса МК ОСП, разработка алгоритмов и программ, отладка и тестирование представляют сложный и трудоемкий процесс. ППП позволяет определить и выявить основные количественные и качественные закономерности многопараметрического ГДМ-влияния на стационарные характеристики и ОДК ОСП.

На основе разработанного ППП был выполнен нелинейный ГДМ-анализ ОСП высокооборотной ЦМ. Результаты расчета:

- 1) стационарная СХ ОСП - см. рис. 1-б;
- 2) стационарная ЧХ относительного эксцентриситета ОСП - см. рис. 2-а;

- 3) стационарная ЧХ максимальных давления МК сегментов ОСП - см. рис. 2-б;
- 4) стационарные ЧХ ОДК (ГДМ-Ж и ГДМ-Д) ОСП - см. рис. 3;
- 5) стационарные ПХ ОДК (ГДМ-Ж и ГДМ-Д) ОСП - см. рис. 4.

Дополнительный функциональный анализ $CHY/N = S_{max} + I$ показал, что ненагруженными сегментами ОСП можно пренебречь. Стационарное распределение давлений МК сегментов ОСП является симметричным (в 1-м приближении), что хорошо согласуется с экспериментальными результатами [4]. Стационарные ОДК (ГДМ-Ж и ГДМ-Д) имеют полярную анизотропию - см. рис. 4. Полученная информация представляет как научный, так и практический интерес.

Алгоритмы и программы рекомендуются для использования в соответствующих задачах ГДМ-анализа ОСП высокооборотных ЦМ на этапах проектирования и проведения пуско-наладочных работ.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. -Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов /Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. - М.: Машиностроение, 1980.-544с.
2. Тондл А. Динамика роторов турбоагрегатов. - Ленинград: Энергия, 1971. - 387с.
3. Шнепп В.Б. Конструирование и расчет ЦКМ. - М.: Машиностроение, 1995. - 240с.
4. Максимов В.А., Баткис Г.С. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин. - Казань: Фэн, 1998. - 430с.
5. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. - М.: Машиностроение, 1970. - 272с.
6. Симоновский В.И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов ЦМ. - Харьков: Вища школа. Изд. ХГУ, 1986. - 128с.
7. Шульженко Н.Г. Исследование колебаний высокооборотных гибких роторов на подшипниках скольжения. Дис. канд.техн.наук. - Харьков: Изд. ХПИ, 1974.
8. Квитницкий Е.И., Киркач Н.Ф., Поплавский Ю.Д., Савин А.Ф. Расчет опорных подшипников скольжения: Справочник. - М.: Машиностроение, 1979. 70с.
9. Снеговский Ф.П. Расчет и конструирование подшипников скольжения. - Киев: Техника, 1974. - 100с.
10. Воскресенский В.А., Дьяков В.И., Зиле А.З. Расчет и проектирование опор жидкостного трения.: Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 232с. (Б-ка расчетчика).
11. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. Учебник для студентов вузов. - М.: Машиностроение, 1982. - 264с.

НЕЛИНЕЙНЫЙ РЕЗОНАНСНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РОТОРНЫХ СИСТЕМ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН НА ОПОРНЫХ СЕГМЕНТНЫХ ПОДШИПНИКАХ

NON-LINEAR RESONANCE-PARAMETRICAL ANALYSIS FOR
ROTARY SYSTEMS OF CENTRIFUGAL MACHINES WITH
JOURNAL SEGMENTAL BEARINGS

САВОНЕНКО Василий Иванович, с.н.с.,
ОАО «НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы, Украина.

Abstract. This paper presents non-traditional algorithm of non-linear dynamic analysis (non-linear resonance-parametrical analysis) for rotary systems of high rotational speed centrifugal machines. This analysis is performed on the basis of keeping an account of hydrodynamic influence of journal segmental bearings oil wedge on dynamic characteristics of rotary systems for steady-state and non-steady-state conditions. The algorithm is recommended to carry out more refined dynamic analysis of rotary systems for high rotational speed centrifugal machines while their designing, start-up and adjustment works.

На этапе проектирования ЦМ традиционно выполняется расчет критических частот и форм колебаний (КЧ и ФК) роторных систем (РС) на основе расчетной схемы с абсолютно-жесткими опорами (АЖ-опоры) - упрощенный линейный динамический анализ (ДА) РС на опорных сегментных подшипниках (ОСП). Однако на этапе пуско-наладочных работ ЦМ часто возникает необходимость выяснения причин повышенных вибраций в частотных зонах, где линейный ДА критических/резонансных состояний не выявляет. Таким образом, проблема безвибрационной работы РС высокооборотных ЦМ на ОСП - остается актуальной. Возникает необходимость уточненного ДА РС с учетом гидродинамического влияния (ГДМ-влияния) масляного клина (МК) ОСП, что приводит к задаче совместного решения основных уравнений теории колебаний (ТК) и гидродинамики (ГДМ).

Основные признаки вибрационных проблем высокооборотных ЦМ:

- 1) высокий уровень вибрации (соизмеримый с зазором);
- 2) вибронестабильность (плавающий эффект вибрации);

- 3) вибронеустойчивость (скачкообразные / срывные явления вибрации);
- 4) специфический шум в зоне соединительных зубчатых муфт с шарнирно-шлицевым соединением (ЗМ/ШШС).

Традиционно это классифицируется как режим автоколебаний, однако ОСП созданы для исключения этих режимов.

Более логически обоснованной представляется расчетная схема РС на упруго-демпферных опорах (УД-опорах) с частотно-зависимыми обобщенными коэффициентами ГДМ-жесткости и ГДМ-демпфирования ОСП.

В этом направлении выполнен большой объем экспериментальных и теоретических исследований [1...12].

В данной работе предлагается нетрадиционный алгоритм нелинейного резонансно-параметрического анализа (РП-анализ) РС высокооборотных ЦМ с учетом ГДМ-влияния МК ОСП на динамические свойства (критические частоты и формы колебаний (КЧ и ФК)).

Основная идея РП-анализа сводится к определению резонансных и околорезонансных частот (РЧ/ОРЧ) РС на основе резонансно-частотных диаграмм Кэмпбелла (РЧД-К) для стационарных и нестационарных режимов работы ОСП. Такой анализ позволяет определить как количественную, так и качественную картину изменений стационарного и нестационарных спектров КЧ РС в разгонном диапазоне, расположение РЧ/ОРЧ на стационарных и нестационарных режимах с целью решения вопроса резонансной отстройки.

Обобщенный алгоритм РП-анализа сводится к 2-м этапам: стационарный и нестационарный РП-анализ.

1 ЭТАП. Стационарный нелинейный РП-анализ (в вертикальном направлении (ВН)):

- 1) выбор и обоснование расчетной схемы РС ЦМ;
- 2) расчет стационарных/статических нагрузок ОСП/ВН: $\overline{R}_o = f(\overline{G}, N, w)$;
- 3) ГДМ-расчет точек СПР ОСП/ВН: $\overline{E}_o = f(\overline{R}_o, w)$;
- 4) ГДМ-расчет ОДК/СПР ОСП/ВН: $\{\overline{K}_o, \overline{C}_o\} = f(\overline{E}_o, w)$;
- 5) расчет стационарного спектра КЧ и ФК РС: $\overline{N}_{so} = f(\overline{K}_o, \overline{C}_o, w)$;
- 6) построение стационарной РЧД-К;
- 7) определение стационарных спектров РЧ РС на ОСП/ВН: $\overline{N}_{po} = f(w)$;

2 ЭТАП. Нестационарный нелинейный РП-анализ (в вертикальном направлении (ВН)):

- 1) выбор и обоснование расчетной схемы РС ЦМ;
- 2) расчет дисбалансов динамического возбуждения РС: $\overline{D}_s = f(z)$;
- 3) расчет нестационарных/динамических нагрузок ОСП: $\overline{R}_d = f(\overline{D}_s, w)$;
- 4) расчет экстремальных нагрузок ОСП/ВН: $\begin{cases} \overline{R}_1 = \overline{R}_o + \overline{R}_d = f(\overline{D}_s, w) \\ \overline{R}_2 = \overline{R}_o - \overline{R}_d = f(\overline{D}_s, w) \end{cases}$

- 5) ГДМ-расчет экстремальных точек СПР ОСП/ВН:
$$\begin{cases} \overline{E1} = f(\overline{R1}, w); \\ \overline{E2} = f(\overline{R2}, w); \end{cases}$$
- 6) ГДМ-расчет экстремальных ОДК/СПР ОСП/ВН:
$$\begin{cases} \overline{K1}, \overline{C1} = f(\overline{E1}, w); \\ \overline{K2}, \overline{C2} = f(\overline{E2}, w); \end{cases}$$
- 7) расчет нестационарных спектров КЧ и ФК РС:
$$\begin{cases} \overline{Ns1} = f(\overline{K1}, \overline{C1}, w); \\ \overline{Ns2} = f(\overline{K2}, \overline{C2}, w); \end{cases}$$
- 8) построение нестационарных РЧД-К;
- 9) определение нестационарных спектров РЧ/ОРЧ РС на ОСП/ВН:
- $$\begin{cases} \overline{Np1} = f(w); \\ \overline{Np2} = f(w); \end{cases}$$

где: $f(\dots)$ - функциональная зависимость; z - осевая координата; G - вектор весовой нагрузки; N - потребляемая мощность; w - частота вращения вала (угловая скорость). Нестационарный РП-анализ выполнен на основе ГДМ-анализа ОСП стационарной задачи (в 1-м приближении).

На основе вышеприведенного алгоритма был проведен нелинейный РП-анализ РС высокооборотной ЦМ на ОСП. РП-анализ является сложным и трудоемким процессом, требующим большого внимания с целью исключения ошибок.

Расчетная схема РС представляет собой вал ступенчато-переменной жесткости с сосредоточенными массами насадных деталей. Зоны соединительных ЗМ/ШШС - моделируются свободными шарнирами с эквивалентными массовыми характеристиками. При определении статических нагрузок опор (задача статического изгиба) в рассмотрение вводится весовая нагрузка РС. При определении динамических нагрузок опор (задача вынужденных колебаний) в зонах свободных шарниров в рассмотрение вводится вектор статических дисбалансов динамической нагрузки РС (за счет сборочных радиальных зазоров ЗМ/ШШС). В зонах расположения ОСП в рассмотрение вводятся упруго-демпферные опоры (УД-опоры) с частотно-зависимыми обобщенными динамическими коэффициентами ГДМ-жесткости и ГДМ-демпфирования (определяются на основе нелинейного ГДМ-анализа ОСП). Расчет статических и динамических нагрузок ОСП, КЧ и ФК был выполнен на основе программного комплекса [12] с использованием метода дискретноопорных частот разгонного диапазона. Рассматривается консервативная РС на ОСП.

Результаты расчета:

- 1) стационарные РЧД-К - см. рис. 1,2;
- 2) нестационарная РЧД-К - см. рис. 3.

Из РП-анализа следует, что стационарный спектр КЧ является частотно-зависимым. При динамическом возбуждении РС на ОСП стационар-

ный спектр преобразуется в нестационарный, имеющий "особые" свойства и который может быть представлен в виде суммы 2-х составляющих: постоянной и переменной. Постоянная составляющая – это средний уровень спектра, переменная - это амплитуда колебаний спектра относительно среднего уровня, которая имеет периодический характер с частотой прецессии вала. Периодические колебания нестационарного спектра происходят в пределах 2-х границ - "min" и "max" - нижнего и верхнего нестационарных спектров (экстремальные спектры). В связи с этим происходит расширение стационарных резонансных зон и возможно появление новых нестационарных резонансных и околорезонансных состояний.

Нижний нестационарный спектр соответствует более мягким зонам СХ ОСП (верхний участок орбиты движения вала) и ограничен снизу 1-м предельным спектром - спектром КЧ РС на абсолютно-податливых опорах (АП-опоры: $K = 0$), верхний нестационарный спектр - более жестким зонам СХ ОСП (нижний участок орбиты движения вала) и ограничен сверху 2-м предельным спектром - спектром КЧ РС на абсолютно-жестких опорах (АЖ-опоры: $K = \infty$).

В зонах равенства статических и динамических нагрузок ОСП "особые зоны" - "зоны невесомости") наблюдается эффект резкого "провала" ГДМ-Ж МК ОСП (соответствует переходу орбит движения вала через центральные зоны ОСП - наиболее запрещенный режим работы ОСП, т.к. сопровождается ударными явлениями). В этих зонах происходит резкое снижение КЧ вплоть до сближения и пересечения с линией режимов работы (это приводит к появлению новых резонансных и околорезонансных состояний) и нестационарные экстремальные спектры максимально расходятся. При дальнейшем увеличении частоты вращения, после перехода орбит движения вала через центральные зоны ОСП (особенно в зонах КЧ стационарного спектра), происходит резкое увеличение динамических нагрузок и нестационарные экстремальные спектры КЧ - сближаются, работа ОСП приближается к режиму "обкатки" - также ненормальный режим работы ОСП.

Таким образом причиной вибрационных проблем РС на ОСП могут быть не только резонансные состояния стационарного режима, но и особые резонансные и околорезонансные состояния нестационарных режимов, которые зависят от уровня динамической нагрузки РС (за счет сбросных дисбалансов). Поэтому ЗМ/ШЩС гибких РС высокооборотных ЦМ на ОСП являются источником вибрационных проблем не только на стационарных режимах ОСП, но и на нестационарных и должны иметь ограничение их применения по частоте вращения.

Обобщенный перечень причин вибрационных проблем РС на ОСП:

- 1) ГДМ-влияние МК ОСП на спектры КЧ и РЧ гибких РС ЦМ при стационарных режимах - зависит от уровня статической нагрузки;

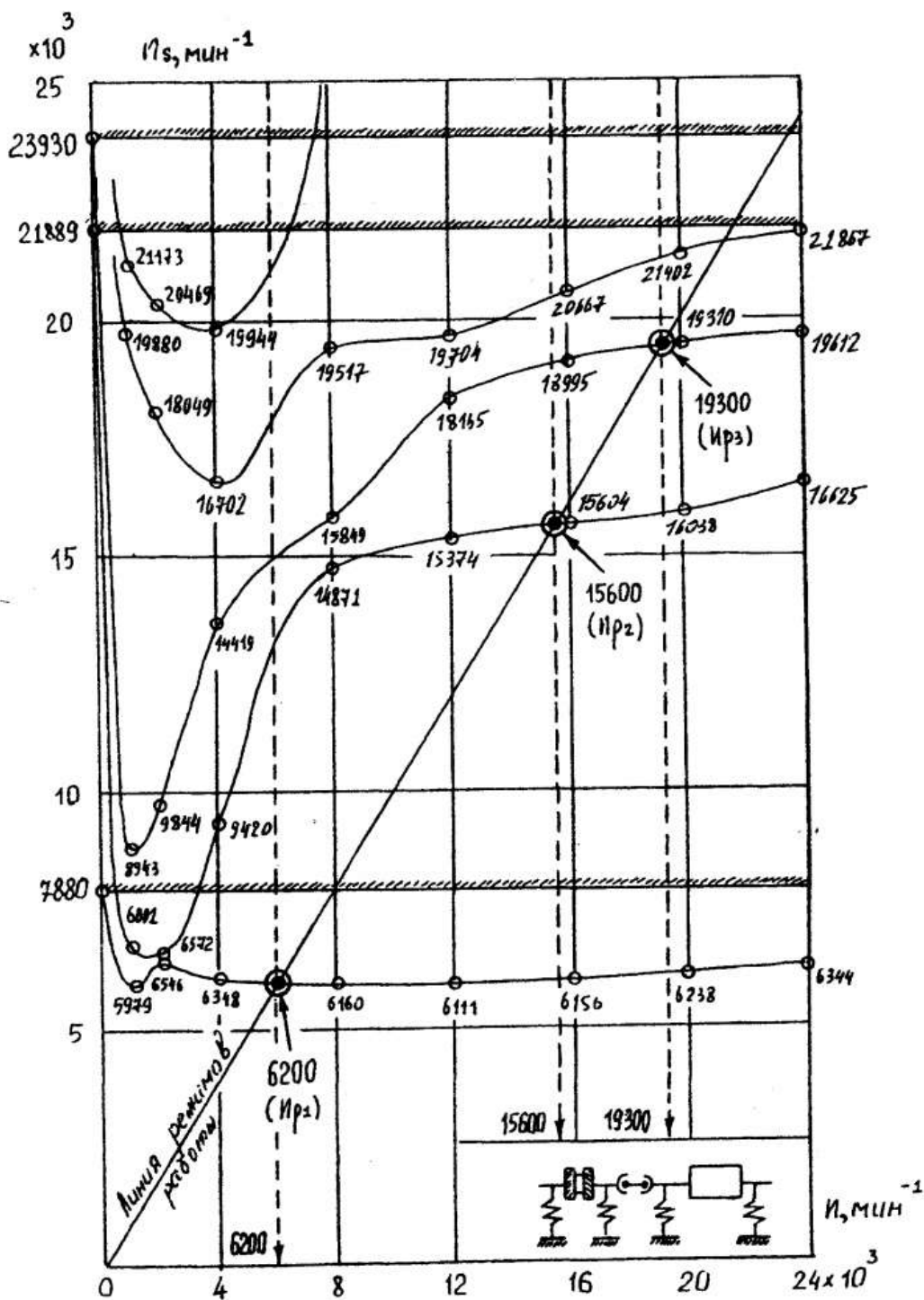


Рисунок 1 - Стационарная резонансно-частотная диаграмма Кэмпбелла гибкой роторной системы центробежной машины на опорных сегментных подшипниках

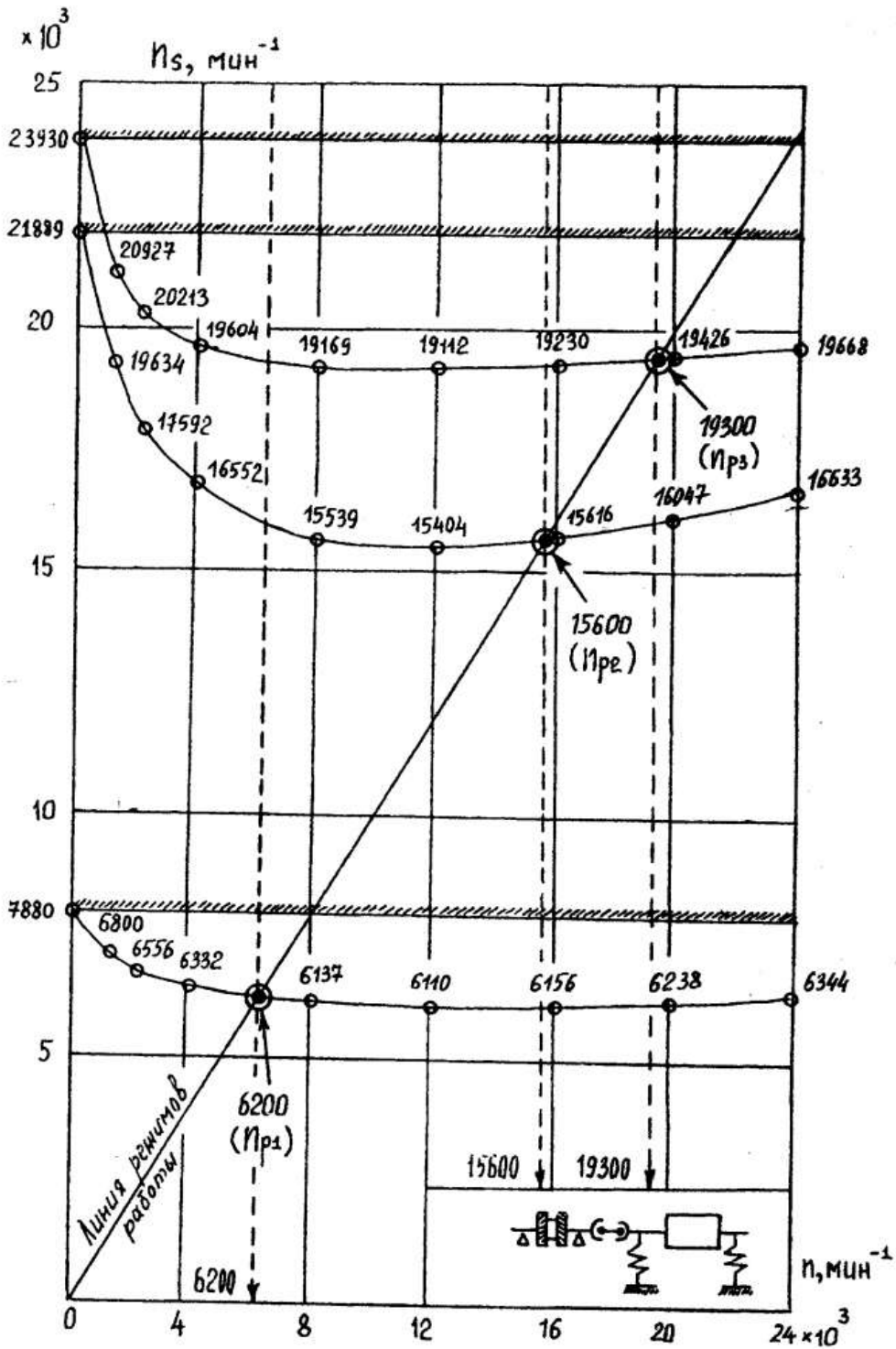


Рисунок 2 - Стационарная резонансно-частотная диаграмма Кэмпбелла гибкой роторной системы центробежной машины на опорных сегментных подшипниках

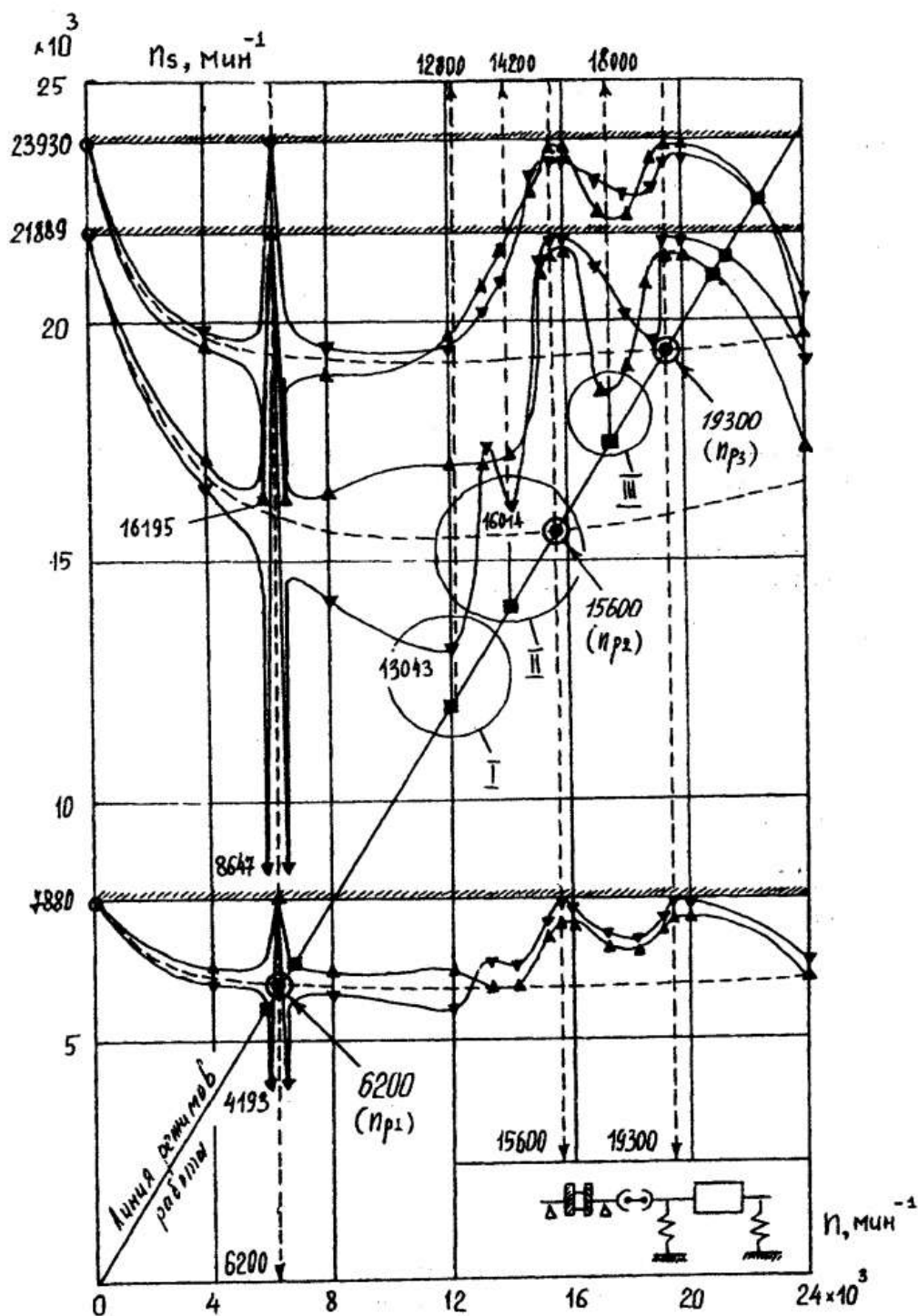


Рисунок 3 - Нестационарная резонансно-частотная диаграмма Кэмпбелла гибкой роторной системы центробежной машины на опорных сегментных подшипниках

- 2) особое ГДМ-влияние МК ОСП на спектры КЧ и РЧ гибких РС ЦМ при нестационарных режимах - зависит от уровня как статической, так и динамической нагрузок и приводит к периодическим колебаниям нестационарного спектра в пределах 2-х границ: нижнего и верхнего нестационарных спектров;
- 3) высокий уровень динамических нагрузок, которые приводят к нестационарным режимам работы ОСП (за счет сборочных дисбалансов ЗМ/ШШС);
- 4) большой диапазон изменения ОДК (ГДМ-Ж и ГДМ-Д) на нестационарных режимах ОСП, особенно при равенстве статических и динамических нагрузок (соответствует переходу орбит движения вала через центральные зоны ОСП);
- 5) малый уровень стационарных нагрузок ОСП (легкие ротора).

Следствием вышеперечисленных причин является появление стационарных и дополнительных нестационарных особых резонансных состояний РС на ОСП, что приводит к расширенному особому спектру резонансных и околорезонансных состояний.

В связи с этим вопрос резонансной отстройки значительно усложняется. Наиболее целесообразным представляется применение соединительных муфт, обеспечивающих более высокую соосность балансировочных осей составных частей РС (например: высокососные зубчатые муфты, муфты с гибкими элементами, гибкие дисковые муфты и т.д.) с целью снижения уровня динамической нагрузки. Эффективным может быть увеличение стационарных нагрузок малонагруженных ОСП (специальные конструктивные мероприятия) - при этом возможно снижение уровня вибрации, смещение спектров КЧ и РЧ в область более высоких частот, повышение устойчивости движения вала.

Выполненный РП-анализ показывает всю сложность нелинейного ГДМ-влияния ОСП на динамические свойства РС, что приводит к особым резонансным состояниям РС. Он позволяет глубже раскрыть природу-механизм возникновения особых динамических явлений (новых резонансных и околорезонансных состояний) РС высокооборотных ЦМ на ОСП, более качественно обосновать возникающие вибрационные проблемы и более качественно разработать рекомендации по их устранению и резонансной отстройке (с целью принятия более эффективных технических решений). Непонимание происходящих динамических процессов приводит к принятию малоэффективных решений. Выполненный РП-анализ представляет как научный, так и практический интерес.

Для обеспечения безвибрационной работы РС высокооборотных ЦМ на ОСП необходимо выполнение следующих требований:

- 1) обеспечение резонансной отстройки РС с учетом ГДМ-влияния МК ОСП на стационарных режимах;
- 2) сведение динамических нагрузок составных РС к нулю.

2-е требование может быть выполнено, если обеспечены:

- 1) качественная балансировка составных частей РС (роторы, торсионы и т.д.) с учетом их гибкости на рабочих режимах;
- 2) высокая соосность балансировочных осей составных частей РС на рабочих режимах;
- 3) качественная центровка балансировочных осей составных частей РС на рабочих режимах (с учетом ГДМ-влияния МК ОСП, температурного влияния составных частей и т.д.).

Выводы

1. Традиционный расчет КЧ и ФК РС на ОСП на основе расчетной схемы с АЖ-опорами (упрощенный линейный динамический анализ) не является гарантией безвибрационной работы, т.к. не отражает всего многообразия динамических явлений РС на ОСП, а является одной из предельных ситуаций.
2. Ошибочным является мнение о центрировании ЗМ/ШШС (традиционного исполнения) по боковым поверхностям шлицев - наличие радиальных зазоров по вершинам и впадинам шлицев приводит к появлению сборочных дисбалансов динамической нагрузки РС. Таким образом ЗМ/ШШС являются источником особых резонансных вибрационных проблем гибких РС высокооборотных ЦМ на ОСП (проблема вынужденных колебаний), поэтому должно быть ограничение их применения по частоте вращения.
3. Гибкие РС высокооборотных ЦМ на ОСП, в состав которых входят ЗМ/ШШС (традиционного исполнения), имеют расширенный спектр особых резонансных состояний за счет динамического возбуждения РС и нелинейных ГДМ-свойств ОСП.
4. Наиболее эффективным решением устранения особых вибрационных проблем является снижение уровня динамической нагрузки РС на рабочих режимах, что требует применения высокососных соединительных муфт.

Нелинейный РП-анализ рекомендуется для уточненного динамического анализа РС высокооборотных ЦМ на ОСП (задачи нелинейной динамики) на этапах проектирования и проведения пуско-наладочных работ.

На основе выполненного нелинейного РП-анализа может быть сформулирована общая теорема о критических и резонансных частотах гибких РС (горизонтального исполнения) высокооборотных ЦМ на ОСП.
ТЕОРЕМА: Гибкие РС (горизонтального исполнения) высокооборотных ЦМ на ОСП могут иметь 2 типа КЧ и РЧ:

- 1) стационарные КЧ (I рода) - определяются динамическими свойствами РС с учетом ГДМ-влияния МК ОСП при стационарных режимах рабо-

ты ОСП (зависят от уровня статической нагрузки РС) - стационарный спектр КЧ:

$$(\overline{W_{is}}, \overline{V_{is}}, i = \overline{1, i_{max}});$$

- 2) нестационарные КЧ (II рода) - определяются динамическими свойствами РС с учетом ГДМ-влияния МК ОСП при нестационарных режимах работы ОСП (зависят от уровня как статической, так и динамической нагрузок) - нестационарный спектр КЧ:

$$(\overline{W_{in}}, \overline{U_{in}}, i = \overline{1, i_{max}}).$$

Спектры являются частотно-зависимыми, полярно-анизотропными. Нестационарный спектр является следствием динамического возбуждения гибкой РС (вынужденные колебания) и нелинейных свойств ОСП и может быть представлен в виде 2-х составляющих: постоянной и переменной. Постоянная составляющая - это средний уровень, переменная составляющая - это амплитуда колебаний относительно среднего уровня \underline{c} частотой прецессии вала.

Для резонансного проявления стационарных КЧ (I рода) необходимо и достаточно выполнение:

- 1) условия стационарного резонансного возбуждения I рода:

$$W_p = W_{is}; (\overline{V_{is}}, \overline{f}) \neq 0; i \in \overline{1, i_{max}}.$$

Для резонансного проявления нестационарных КЧ (II рода) необходимо и достаточно выполнение:

- 1) условия нестационарного резонансного возбуждения II рода:

$$W_p = W_{in}; (\overline{U_{in}}, \overline{f}) \neq 0; i \in \overline{1, i_{max}};$$

- 2) условия относительной стабильности КЧ и ФК (в течении определенного времени периода прецессии):

$$\overline{W_{in}}, \overline{U_{in}} = const; i \in \overline{1, i_{max}},$$

где $\overline{W_{is}}, \overline{V_{is}}$ - стационарные КЧ и ФК I рода;

$\overline{W_{in}}, \overline{U_{in}}$ - нестационарные КЧ и ФК II рода;

$(\overline{V_{is}}, \overline{f}) \neq 0, (\overline{U_{in}}, \overline{f}) \neq 0$ - условия неортогональности векторов (обобщенные силы резонансного возбуждения);

$\overline{f} = \overline{D} \cdot W^2$ - вектор динамического возбуждения;

\overline{D} - вектор дисбалансов;

W_p - рабочая частота вращения (угловая скорость).

Относительная стабильность КЧ и ФК РС при нестационарных режимах работы ОСП может проявляться при равенстве статических и динамических нагрузок ОСП (соответствует переходу орбит движения РС через центральные зоны ОСП - 2-й режим работы) и при высоком уровне динамического возбуждения (соответствует режиму "обкатки" ОСП - 3-й режим работы).

ПРИМЕЧАНИЕ: Возможны 3-и режима работы ОСП: 1 - нормальный режим: $Rd \ll Rc$; 2 - ударный режим: $Rd = Rc$; 3 - режим "обкатки": $Rc \ll Rd$, где Rc , Rd - статическая и динамическая нагрузки ОСП. Наиболее оптимальным для длительной работы является 1-й режим. 2-й и 3-й режимы являются неблагоприятными (нерекомендуемыми) для длительной работы, т.к. резко сокращают ресурс ОСП, особенно 2-й режим.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. - М.: Наука, 1968. - 560с.
2. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972. - 416с.
3. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. - М.: Изд. АН СССР, 1959. - 247с.
4. Шульженко Н.Г., Воробьев Ю.С. Численный анализ колебаний системы турбоагрегат - фундамент. - Киев: Наукова думка, 1991. - 252с.
5. Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1970. - 412с.
6. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. -Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов /Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. - М.: Машиностроение, 1980.-544с.
7. Тондл А. Динамика роторов турбоагрегатов. - Ленинград: Энергия, 1971. - 387с.
8. Шнепп В.Б. Конструирование и расчет ЦКМ. - М.: Машиностроение, 1995. - 240с.
9. Максимов В.А., Баткис Г.С. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин. -Казань: Фэн, 1998. - 430с.
- 10.Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. - М.: Машиностроение, 1970. - 272с.
- 11.Симоновский В.И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов ЦМ. - Харьков: Вища школа. Изд. ХГУ, 1986. - 128с.
- 12.Савоненко В.И. Программный комплекс расчетного статико-динамического анализа роторных систем ЦКМ. // Труды 8-й МНТК "НАСОСЫ-96". - Сумы: ИПП "Мрия-1" ЛТД, 1996, с. 297-302.

10-я Международная научно-техническая конференция "ГЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10 – 13 сентября 2002 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ УПЛОТНЕНИЙ И ОПОР ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА СУХОГО СЖАТИЯ

INVESTIGATION OF SEALS AND BEARINGS OPERATING OF THE PISTON COMPRESSOR OF DRY SQUEEZING

ПОПОВ Владимир Петрович, к.т.н., доц.,
ЗАЙЦЕВ Иван Григорьевич, к.т.н., доц.,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина.

Abstract. The model is offered for calculation of the working process of compressor stage having piston sealing without lubrication. The calculation of self-lubricating journal bearing is offered. The parametrical analysis for the purpose of developing optimal design of bearing and sailing is given. The sealing working resource and technical-economic figures are confirmed experimentally.

Введение

Создание компрессорных установок без подачи смазки в цилиндры и механизм движения является одним из направлений в компрессоростроении. Разработка и исследование компрессоров сухого сжатия находится в стадии создания опытных образцов. Основная трудность состоит в разработке надежных уплотнений и опор, что обусловлено высокой теплонпряженностью деталей цилиндрико-поршневой группы, несовершенством системы охлаждения, трудностью отвода тепловых потоков от цилиндра, поршня, подшипников шатуна и коленчатого вала.

В данной работе исследовался опытный компрессор ПК-3,5/7 Полтавского ТМЗ сухого сжатия. В качестве уплотнений применялись поршневые и направляющие кольца из композитов, а опор – подшипники скольжения и качения для головок шатуна и коленчатого вала.

Расчетный анализ работы уплотнений.

В расчетной части работы была разработана модель рабочего процесса ступени компрессора и уплотнения поршня. Описание математической модели ступени компрессора приведено в работе [1]. Результатом расчетов является определение мгновенных и средних значений давлений

и температур газа в цилиндре компрессора в течение оборота вала.

$$dU = \left(\frac{\omega \delta Q}{d\varphi} + i_y \cdot \bar{m}_1 - i_y \cdot \bar{m}_2 \right) \frac{d\varphi}{\omega},$$

где \bar{m}_1, \bar{m}_2 – массовые расходы газа через неплотности колец;

$\omega = d\varphi/d\tau$ – угловая частота вращения коленчатого вала;

δQ – тепловой поток, отводимый из зоны трения;

$i_{\text{ц}}, i_y$ – удельные энтальпии газа в цилиндре и утечек газа.

Изменение массы газа M в межкольцевом объеме V_k обусловлено изменением плотности газа ρ во времени, что вызвано утечками и притечками газа.

$$\frac{dM}{d\tau} = V_k \frac{d\rho}{d\tau} = \bar{m}_1 - \bar{m}_2.$$

Для определения расходов газа через неплотности поршневого уплотнения с одиночными кольцами использовались уравнения истечения идеального газа. В случае уплотнений со сдвоенными кольцами, имеющими перекрытые зазоры, течение происходит в радиальном зазоре кольцо-цилиндр и обусловлено движением поршня. В этом случае расходы определялись с учетом механизма контактирования неметаллических поршневых колец с твердым контртелом, описанным в работе [2].

По результатам расчетов был поведен параметрический анализ влияния различных факторов на работу уплотнений. Потери мощности в уплотнении зависят от скорости обдува цилиндра охлаждающим воздухом, высоты уплотнительных колец, числа колец и режима работы ступени. Эффективная работа системы охлаждения достигается при скорости 2–3 м/с при достижении автономности, когда потери мощности стабилизируются (рис.1).

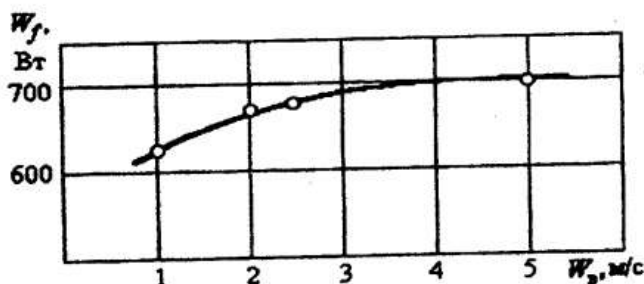


Рисунок 1 – Зависимость мощности трения от скорости охлаждающего воздуха ($Rz=1$, мкм, $l_i=8$ мм, $N=2$)

Средняя температура цилиндра в зоне трения составляет 75–85 °С, а интенсивность износа колец $I \approx 20 \cdot 10^{-9}$ мм³/Н·м, что обеспечивает их высокую работоспособность (рис.2).

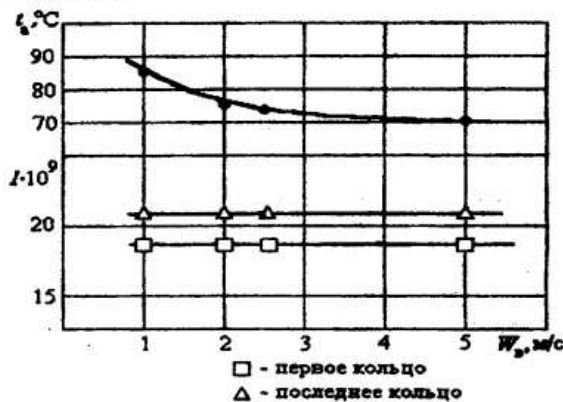


Рисунок 2 - Зависимость средней температуры колец и интенсивности износа от скорости обдува ($Rz=1,5$ мкм, $l_i=8$ мм, $N=2$).

Увеличение высоты уплотнительных колец приводит к возрастанию потерь мощности на трение и практически не влияет на утечки, составляющие $\approx 3\%$ от производительности компрессора (рис.3).

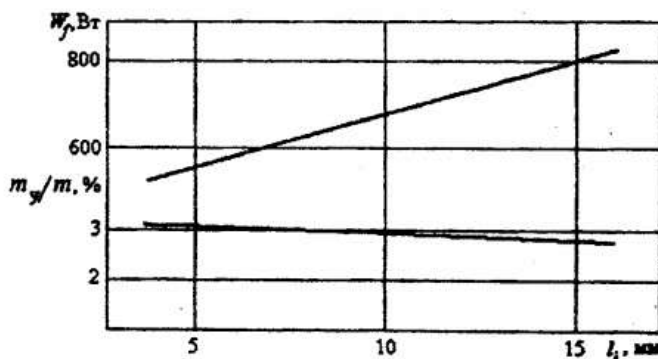


Рисунок 3 – Зависимость мощности трения и относительных утечек от высоты уплотнительных колец ($W_c=1$ м/с, $Rz=1,5$ мкм, $N=2$)

Средняя температура газа в зоне трения возрастает с увеличением высоты колец, что приводит к некоторому снижению интенсивности износа колец из-за уменьшения коэффициента трения композиционных материалов.

Учитывая, что и так обеспечивается значительный ресурс уплотнений целесообразно уменьшать высоту уплотнительных колец до 4–6 мм при числе колец 2–3. Результаты расчетов также показали слабое влияние шероховатости колец и цилиндра R_z от 1,5 до 5 мкм на работу уплотнения. Проведенные расчеты и анализ позволили разработать оптимальную конструкцию уплотнительных узлов опытного компрессора.

Расчет подшипников скольжения

Для оценки возможности использования полимерных материалов в подшипниках скольжения был проведен расчет опор верхних и нижних головок шатуна разрабатываемого компрессора. Была использована методика расчета [3], применимая для различных типов подшипниковых узлов из полимерных материалов. Расчет проводился с целью нахождения фактора $[p_{av}]$, определяющего допустимый режим эксплуатации подшипника и $[\vartheta_n]$ – допустимой избыточной температуры подшипника, определяющей работоспособность полимерного материала.

Основные результаты расчета приведены в таблице 1.

Таблица 1

№ п.п.	Параметр	Обозначения, размерность	Подшипник верхней головки шатуна	Подшипник нижней головки шатуна
1	Расчетный режим работы подшипника	$(p_{av})_p$, МПа·м/с	0,9	11,2
2	Максимальный параметр работоспособности материала (флубон-20, графелон-20)	$(p_{av})_{max}$, МПа·м/с	5	5
3	Допустимая нагрузочная способность узла	$[p_{av}]$, МПа·м/с	0,85	0,7
4	Действительная нагрузочная способность узла	$(p_{av})_d$, МПа·м/с	2,1	28,4

Анализ расчетных данных показывает, что для слабонагруженных подшипников верхней головки шатуна возможно использование полимерных материалов. Для сильнонагруженных подшипников нижней головки шатуна и коленчатого вала применение полимерных материалов, имеющих максимальный параметр работоспособности 4...5 (МПа·м/с) невозможно.

Методика расчета [3] требует уточнения для условий эксплуатации опор компрессора, учета тепловых потоков, расчета действительной температуры и зазоров в подшипниках при различных схемах охлаждения картера и проведения экспериментальных исследований.

Экспериментальные исследования компрессора сухого сжатия

В экспериментальной части работы проведены параметрические и ресурсные испытания опытного компрессора ПК-3,5/7 Полтавского турбомеханического завода. Исследовался компрессор сухого сжатия без системы смазки механизма движения и цилиндров. Использовались подшипники качения для коленчатого вала и нижних головок шатунов с заложённой консистентной смазкой и подшипники скольжения из композита графелон-

20 для верхних головок шатунов. Уплотнительные и направляющие кольца поршня выполнялись из коксофторопласта Ф4К20 и флубона-15(20).

При испытаниях измерялись параметры воздуха по ступеням сжатия компрессора, производительность, потребляемая мощность, записывались индикаторные диаграммы, определялся износ колец.

Основные параметры компрессора приведены в таблице 2.

Таблица 2

№	Параметры компрессора	Разм.	Величина	
			Ф4К20	Флубон15/20
1	Давление всасываемого воздуха	бар	1,02	1,00
2	Температура всасываемого воздуха	°С	17,5	24,5
3	Давление нагнетания	бар	6,87	6,87
4	Частота вращения	1/с	12,5	12,5
5	Температура нагнетания 1-ой ступени	°С	136,5	145,5
6	Температура нагнетания П -ой ступени	°С	123	133
7	Производительность компрессора по условиям всасывания	м ³ /мин	1,57	1,644
8	Потребляемая мощность	кВт	10,35	11,0
9	Удельная мощность	кВт/ (м ³ /мин)	6,6	6,636
10	Изотермный к.п.д.		0,49	0,48
11	Интенсивность износа колец	10 ⁷ мм ³ /(н·м)	14,3	1,55
12	Срок службы уплотнений	час	2200	8730

Анализ значений параметров компрессора, приведенных в таблице 2 по сравнению с данными испытаний штатного компрессора со смазкой показывает на снижение производительности на 6...10% из-за меньшей плотности самосмазывающихся колец, на увеличение удельных затрат мощности на 2...6%, при этом значение изотермного к.п.д. и удельной мощности приемлемо для данного класса машин.

Ресурсные испытания уплотнений опытного компрессора проводились по разработанной методике [4] с целью определения интенсивности износа колец, скорости изнашивания и срока службы. Средняя интенсивность износа колец из флубона15(20) почти в четыре раза меньше чем у

Ф4К20, что соответствует литературным данным, а срок службы составляет более 8000 часов.

Заключение

1. На базе расчетной модели компрессора проведен теоретический анализ работы уплотнений и расчет неметаллических подшипников скольжения.
2. Разработана оптимальная конструкция уплотнительных узлов и опор опытного компрессора.
3. Проведены экспериментальные исследования компрессора сухого сжатия.
4. Полученные результаты позволяют сделать вывод о возможности создания компрессора сухого сжатия с годовым ресурсом работы уплотнений.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Попов В.П. Исследование работы поршневого компрессора без подачи смазки: Сборник научных трудов международной научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии»; – Одесса, 2001г., 3с.
2. Создание методики расчета и разработка рациональной конструкции уплотнений бессмазочных поршневых компрессоров из композиционных материалов: Отчет о НИР/Сумский физико-технологич. ин-т; № ГР01890017706; – Сумы, 1990 – 93с.
3. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник/ Е.В. Зиновьев и др. – М.: Машиностроение, 1980 – 208с.
4. Разработка поршневых уплотнений из новых композиционных материалов для повышения технического уровня компрессорного оборудования: Отчет о НИР/Сумский физико-технологич. ин-т; № ГР01890013646; Сумы 1991 – 100с.

МЕТОДИКА УПРАВЛЯЕМОГО ЭКСПЕРИМЕНТА ПРИ ПОИСКЕ ОПТИМАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО РЕШЕНИЯ

TECHNIQUE OF CONTROLLED EXPERIMENT BY SEARCH OF THE OPTIMUM TECHNICAL DECISION

ВАЛЮХОВ Сергей Георгиевич, д.т.н., профессор,
первый зам. генерального директора ФГУП КБХА,
директор ДП «Турбонасос» ФГУП КБХА, г. Воронеж, Россия,

БУЛЫГИН Юрий Александрович, к.т.н., доцент,
КРЕТИНИН Александр Валентинович, к.т.н., доцент,
Воронежский государственный технический университет,
г. Воронеж, Россия.

***Abstract.** The optimization of the basic geometrical sizes and modes of operation of highspeed turbopumps is a necessary condition of increase of their efficiency. The report shines some tendencies and prospects of integration of the theory of optimization and computer designing, contains fragments of modern methodology of nonlinear optimization of complex technical systems.*

Актуальность использования методов оптимизации при проектировании в значительной мере определяется их возможностями по обработке экспериментальных данных, так как, несмотря на бурное развитие математического моделирования, основанного на применении все более сложных численных алгоритмов и имеющего естественный предел, связанный с вычислительной мощностью используемых ЭВМ, экспериментальные имитационные модели до сих пор являются самым надежным средством исследований, анализа и принятия конструкторских решений.

Основной проблемой, которая возникает при проектировании рабочего колеса центробежного насоса, является выбор параметров, определяющих форму меридионального сечения проточной полости и параметров, характеризующих форму лопасти в плане. Экспериментальное исследование имеет целью проектирование на основе анализа найденных зави-

симостей рабочего колеса с пространственными лопастями, обладающего высокими энергетическими и антикавитационными свойствами.

Эффективность экспериментальных факторных моделей существенно зависит от точности построения функции аппроксимации. В настоящее время для отыскания нелинейных связей исследуемых показателей эффективности от геометрических проектных параметров преобладает регрессионный анализ. Один из наиболее продвинутых алгоритмов предполагает следующую последовательность действий [1]: 1. Генерация плана эксперимента (с равномерным или нормальным распределением); 2. Формирование поверочного и обучающего множеств; 3. Генерация частных описаний, аппроксимирующих целевую функцию на обучающем множестве; 4. Формирование множества внешних критериев частных описаний на поверочном множестве; 5. Выбор наилучших частных описаний в селекции.

При исследовательских испытаниях новых изделий часто сложно задать начальный диапазон поиска в пределах технической реализуемости значений варьируемых параметров. Решить эту проблему может помочь метод исследования пространства параметров [2], основанный на зондировании области поиска точками равномерно распределенной последовательности. Если при соответствующих векторах параметров удовлетворяются функциональные ограничения, то очередная точка включается в таблицу испытаний.

Описанные методы анализа экспериментальных данных не всегда позволяют решить задачу получения «лучшей» имитационной математической модели. Во-первых, значительное количество варьируемых переменных приводит к большим объемам эксперимента для получения многофакторной статистической модели. Во-вторых, выбор функции регрессии в диалоговом режиме «человек-компьютер» не соответствует концепции автоматизации всех этапов оптимального проектирования.

В последнее время в теории и практических приложениях математического моделирования заметно растет интерес к новым направлениям, связанным с построением информационных моделей физических процессов. Основная отличительная черта этих систем в том, что они, подобно естественным нервным системам, автоматически выстраивают в своей памяти имитационные модели, используя некоторые универсальные для всех нервных систем механизмы. Построение нейросетевых моделей сложных физических процессов требует ограниченного числа расчетов с использованием точного инструмента анализа, будь то численный код или совокупность экспериментальных данных.

Одним из наиболее распространенных типов искусственных нейронных сетей является многослойный персептрон (MLP). При моделировании его работы искусственный нейрон через несколько входных каналов (синапсов) получает исходные сигналы. Каждый сигнал имеет определенную

интенсивность или вес (электрическая проводимость у биологического нейрона). Далее вычисляется взвешенная сумма входов:

$$S = \sum_{i=1}^N S_i \cdot w_i ,$$

где N – число сигналов;

S_i – входной сигнал;

w_i – интенсивность сигнала;

S – сигнал, поступающий в ядро нейрона (дендрит).

Сигнал, поступающий в дендрит, активируется при помощи сигмоидной функции:

$$Y(S) = \frac{1}{1 + e^{-(S-b)}} ,$$

где b – пороговое значение, и подается на выход нейрона (аксон).

Моделировать различные функции можно подбором весов и пороговых значений, причем число слоев персептрона и число нейронов в слое определяется сложностью топологии целевой функции.

Построенная таким образом математическая модель, основанная всего на двух приведенных выше формулах, способна аппроксимировать сложные поверхности отклика с приемлемыми временными затратами, что особенно важно при оптимизационных исследованиях, требующих многочисленных прогонов расчетного алгоритма.

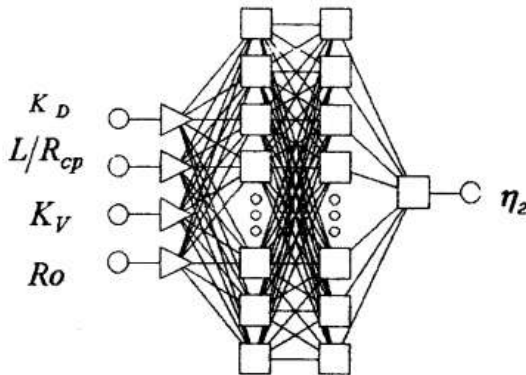


Рисунок 1 - Многослойный персептрон $\eta_2 = f(K_D, L/R_{cp}, K_V, Ro)$

Возможности аппроксимационных свойств многослойного персептрона могут быть продемонстрированы на примере обработки результатов балансовых испытаний для центробежных насосов с различными вариантами рабочих колес, проведенных в рамках идеологии [1] для минимизации потерь энергии в межлопастных каналах. На рис. 1 приведена структу-

ра MLP, содержащая четыре входа, соответствующие определяющим критериям работы колеса (K_D - коэффициент входа потока в колесо, L/R_{cp} - относительная кривизна лопасти, K_V - коэффициент расхода, Ro - критерий Россби), два скрытых слоя, содержащие 15 и 13 нейронов соответственно, и один выход, соответствующий гидравлическому КПД колеса.

На рис. 2 изображены графики $\eta_z = f(K_V)$ для различных значений K_D , полученные на выходе MLP, где маркерами обозначены точки обучающей выборки. Можно констатировать, что многослойный персептрон довольно простой структуры вполне удовлетворительно описывает экспериментальные данные.

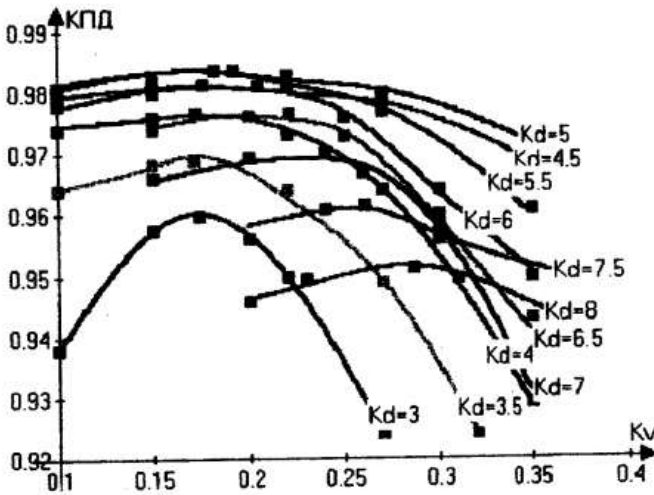


Рисунок 2 - Моделирование с помощью нейронной сети

В настоящее время сложились все предпосылки для развития, наряду с классическими, нейросетевых математических моделей для исследования рабочих процессов в насосных агрегатах, где все равно необходима идентификация расчетных результатов с использованием экспериментальных данных. Кроме того, для изделий, разделенных на параметрическую и функциональную подсистемы, на этапе исследовательских и параметрических испытаний нейросетевые методы моделирования могут оказаться предпочтительнее регрессионного анализа, так как, помимо повышенной точности, они способны также экстраполировать статистические данные и с большой точностью предсказывать параметрические и функциональные отказы, что очень важно при отработке и использовании наземной системы технической диагностики и системы аварийной защиты.

На этапе оптимизации полученной экспериментальной информационной модели в общем случае целесообразно использовать методы нелинейного программирования, способные работать с моделями типа «черный ящик». Это объясняется тем, что функции аппроксимации, построенные с помощью метода группового учета аргументов, или нейронные сети имеют достаточно сложную, трудно поддающуюся анализу, структуру. Для этих целей целесообразно использование структурно-параметрических методов оптимизации, которые инвариантны к топологии оптимизируемой функции, позволяют распознавать ситуацию в процессе поиска экстремума, изменять параметры алгоритма и стратегию поиска [3].

Полученные в процессе оптимизации точки могут рассматриваться как возможно оптимальные. Они включаются в план эксперимента, обрабатываются на стенде для уточнения целевой функции и в случае повышения показателей эффективности включаются в банк альтернативных оптимальных технических решений для дальнейшего анализа и выбора окончательного варианта проекта.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Овсянников Б.В., Яловой Н.С. Моделирование и оптимизация характеристик высокооборотных насосных агрегатов. – М.: Машиностроение, 1992.
2. Статников Р.Б., Матусов И.Б. Многокритериальное проектирование машин. – М.: Знание, 1989.
3. Егоров И.Н., Фомин В.Н. Оптимизация параметров многоступенчатых компрессоров/ Известия ВУЗов. Авиационная техника, №3. – М., 1988.

10-я Международная научно-техническая конференция "ГЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПОДВОДЯЩИХ УСТРОЙСТВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С НИЗКИМИ n_s

OPTIMAL DESIGNING METHOD APPLICATION IN DEVELOPMENT OPTIMAL ADMISSING DEVACES OF CENTRIFUGAL PUMPS WITH LOW n_s

БОРОДАЙ Марина Владимировна, инженер,
ООО «НПФ-РИЗ», г. Сумы, Украина,

РЖЕБАЕВА Нинель Константиновна, к.т.н, доцент,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина.

Abstract. This article performs the possibility of optimal designing method application in development of admitting devices. It is necessary to devote enough time to calculation of admitting devices because it is able to influence on pump's characteristics generally. Admitting device creates special screw on the input in to the wheel and also it allows to improve the structure of the stream on the input with the regime less than optimal. If low n_s pumps are in use, then the right designed admission will let to increase efficiency of the stage and the pump generally. All of these underline the necessity of additional research of admitting devices.

Применение насосов с низким коэффициентом быстроходности обусловлено требованиями технологических линий, где используются насосы, а также требованиями заказчика.

При выборе проточных частей основными факторами являются коэффициент быстроходности (n_s), рабочие параметры насоса (Q , H , n), величина КПД, кавитационные характеристики, форма напорной характеристики, технологичность и трудоемкость изготовления, тип перекачиваемой жидкости. То есть, возникает необходимость решать так называемую обратную задачу: по обусловленным техническим заданием на проектирование насоса значениям выходных параметров (Q , H) находить его внутрен-

ние параметры (сочетание геометрических размеров проточной части). В инженерной практике решению обратной задачи соответствует так называемый проектировочный расчет, часто имеющий целью оптимизацию геометрических параметров по некоторому критерию оптимальности (в данном случае – коэффициенту полезного действия).

Основным элементом проточной части является рабочее колесо, с помощью которого происходит преобразование механической энергии двигателя в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости. Неподвижные органы проточной части – подвод и отвод – в зависимости от требований могут выполнять разнообразные функции, но основная их задача заключается в организации потока на входе и выходе колеса и в преобразовании части кинетической энергии потока в потенциальную. Основные гидравлические потери происходят в отводе. Величина этих потерь в значительной степени определяется состоянием потока после рабочего колеса, которое в свою очередь определяется условиями течения в колесе.

Если рассматривать гидравлические потери в колесе как сумму потерь на трение и на вихреобразование, можно отметить, что при малых закрутках потока на входе большую долю составляют потери на вихреобразование, а при больших – увеличивается доля потерь на трение. Также необходимо отметить, что с увеличением закрутки потока до 60° происходит основное снижение суммарных потерь. Это объясняется тем, что до указанного предела потери на вихреобразование снижаются, а потери на трение остаются практически постоянными. Превышение предела приводит к тому, что начинают значительно увеличиваться потери на трение и это увеличение перекрывает снижение потерь на вихреобразование, следовательно, изменение суммарных потерь практически не происходит [1].

Для создания закрутки на входе в рабочее колесо применяются различные входные устройства:

1. Боковой подвод: кольцевой, полуспиральный;
2. Осевой подвод с регулируемым и нерегулируемым направляющим аппаратом.

В боковых подводах закрутка потока возникает в результате увлечения жидкости вращающимся валом и является самопроизвольным и не определяющим фактором.

Осевой подвод с регулируемым и нерегулируемым направляющим аппаратом представляет собой ряд одинаковых по форме лопаток, расположенных равномерно по окружности. Осевой подвод с нерегулируемым направляющим аппаратом создает постоянную величину закрутки потока, оговоренную на этапе проектирования. Лопатки осевого подвода с регулируемым направляющим аппаратом могут синхронно поворачиваться относительно радиальных осей от специального механизма. При полностью открытом положении лопатки установлены таким образом, что обеспечивается осевой вход в колесо без закрутки потока. При отклонении их от этого

положения за ними образуется циркуляция жидкости, которая может быть положительной или отрицательной в зависимости от направления поворота лопаток. Следовательно, поворотом лопаток направляющего аппарата можно регулировать величину циркуляции на входе в рабочее колесо. При этом удастся повысить коэффициент полезного действия насоса как на оптимальном, так и на режимах отличных от оптимального [2].

Повысить экономичность насосов с малыми n_s можно также эксплуатацией насосов с высокими n_s на режимах меньше оптимального, в частности $0,7Q_{\text{опт}}$ и $0,5Q_{\text{опт}}$. В настоящее время разработана методика расчета, позволяющая прогнозировать характеристики насосов на данных режимах [3].

При проектировании подводных устройств таких насосов следует учитывать условия работы на режимах отличных от оптимального, которые сопровождаются возникновением противотоков и образованием кольцевого вихря, отрицательно влияющего на распределение давлений во всасывающем канале.

Существующие входные устройства имеют особую конструкцию, которая позволяет отводить образующийся вихрь из зоны входа в рабочее колесо. Примером такого устройства может быть входной направляющий аппарат, снабженный кольцевой обечайкой, одним концом расположенной у входных кромок лопаток рабочего колеса, а другим, выступающей за пределы подвода и образующей с внутренней поверхностью последнего кольцевой канал (рис.1). При работе на режимах меньше оптимального, возникает противоток, который по кольцевому каналу выводится за пределы подвода, в результате чего не происходит турбулентного смешения основного и завихренного обратного потоков рабочей жидкости. Данное устройство не только улучшает структуру потока на входе в рабочее колесо, а и позволяет снизить уровень вибрации и гидродинамического шума, возникающих при работе насосов на режимах с частичной подачей [4].

Основываясь на проведенных теоретических исследованиях и представленном выше литературном обзоре, можно сделать вывод, что для секционных насосов РЭ 100-53 (Одесский припортовый завод, г. Южный) и ЦН 30/410 (ЗАО «ЛУКОР», г. Калуш) создание закрутки потока на входе 60° - 65° позволит повысить коэффициент полезного действия агрегата в целом на $3 \div 5$ % соответственно.

Все вышеизложенное указывает на необходимость проведения исследований, направленных на выявление оптимальных геометрических соотношений, которые приведут к минимуму потерь (повышению уровня коэффициента полезного действия), снижению неравномерности потока перед рабочим колесом и уменьшению размеров вихрей, отрывающихся от стенок подвода.

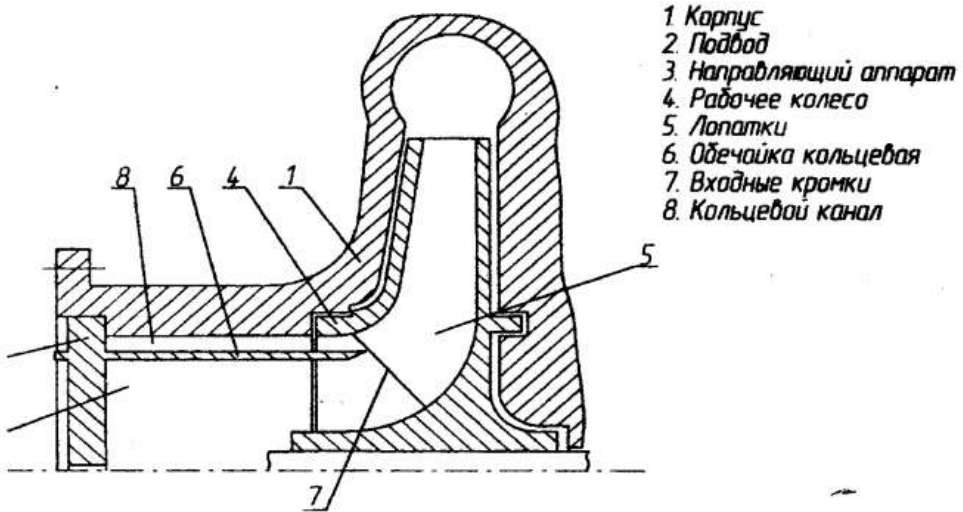


Рисунок 1 – Конструкция входного устройства

Несмотря на различные принципиальные схемы подводов, отработку их оптимальных геометрических соотношений необходимо проводить следующим образом:

- планирование и проведение исследований на экспериментальных исследовательских установках;
- производить построение математических моделей, связывающих энергетические параметры с геометрическими;
- проводить оптимизацию энергетических параметров и определять соответствующие оптимальные геометрические соотношения.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Синенко Ю.И. К вопросу снижения потерь в рабочем колесе низкой быстроходности. Труды ВИГМ, вып. XXXII, 1963.
2. Викторов Г.В. Классификация гидравлических машин и баланс энергии.// Учебное пособие. – М, 1970, - 95с.
3. Ржебаева Н.К., Шендрик В.В., Бородай М.В. Методика расчета насосов с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами// Вестник МГУУ «КПИ»: Машиностроение.-К.:2002. Вып.38.
4. Авторское свидетельство СССР (11) 954637, F 04 D 29/66, 30.08.82 Бюллетень №32.

ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОТОКА, ФОРМИРУЕМОГО БОКОВЫМ ПОДВОДОМ, НА ЭНЕРГО-КАВИТАЦИОННЫЕ И ВИБРОШУМОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

EFFECT OF NON-UNIFORMITY OF FLOW FORMED BY SIDE INLET ON POWER-CAVITATIONAL AND VIBRATION AND NOISE CHARACTERISTICS OF IMPELLER PUMPS

БЕРГЯЧИХ Александр Васильевич, к.т.н., ГКП по САПР,
ОАО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина,

СТЕЦЕНКО Анатолий Анатольевич, директор,
НТЦ «Диагностика», г. Сумы, Украина.

***Abstract.** Vibration and acoustic investigations are substantiated and performed of effect of non-uniformity of flow downstream the inlet on power-cavitation and vibration and noise characteristics of mixed-flow pump. A significant effect has been determined of non-uniformity of flow on efficiency, suction specific speed S_s , vibration and noise characteristics and location of pump optimum operating conditions as to its capacity.*

На протекание рабочего процесса лопастного насоса влияет неоднородность потока, формируемого боковым подводом на входе в рабочее колесо (р.к.). Учет этого влияния зависит от назначения, конструктивного типа насоса, энергонагруженности ротора. В насосах малой быстроходности и малой мощности, если нет специальных требований по кавитационным характеристикам или шумам, применяются известные типы боковых подводов – кольцевые и полуспиральные. В насосах высокой быстроходности, когда велики скорости протекания жидкости, в энергонагруженных насосах, когда через ступень передается большая мощность при малых массе и размерах ротора, а также при требованиях обеспечения высоких $S_{кр}$, малых уровней вибрации и шума, вопросу обеспечения малой неравномерности потока перед входом в р.к. требуется уделять особое внимание. Следует отметить, что показатели уровня шума и вибрации входят в номенклатуру основных показателей качества создаваемых насосов, харак-

теризуют их совершенство с точки зрения функциональных, конструктивных и технологических критериев, и являются также диагностическими параметрами, обеспечивающими достоверную оценку технического состояния насоса, позволяя своевременно обнаружить неисправности и отказы его узлов.

Неоднородность потока перед входом в р.к. обусловлена конструктивными особенностями боковых подводных устройств, осуществляющих подвод жидкости к р.к. при резком повороте потока на 90° и при стеснении потока плохо обтекаемым проходным валом. Все боковые подводы характеризуются той или иной величиной окружной неравномерности параметров потока на выходе.

Качественный анализ взаимовлияний интегральных параметров боковых подводов (коэффициента потерь энергии ζ_0 , коэффициента неравномерности потока σ , коэффициента момента скорости потока на выходе μ и безразмерного габаритного параметра $\ell = L/D_{\text{ВВХ}}$) с учетом уравнения закона сохранения энергии показал, что существующие взаимосвязи между этими параметрами можно выразить формулой:

$$\zeta_0 = \varphi_\ell \cdot \frac{(1 + \varphi_d^2 \mu^2) \cdot (1 + \sigma^2)}{\ell^4}, \quad (1)$$

где φ_ℓ - экспериментальный коэффициент подвода; φ_d - числовой коэффициент, зависящий от втулочного отношения.

Формула (1) носит качественный характер, отражает взаимосвязи и направление влияний параметров друг на друга. Применение ее для количественных оценок на данной стадии исследований проблематично. О параметрах подвода можно дополнительно сказать, что при автотомодельном режиме они отражают гидродинамические условия подобия картины течения: динамическое (ζ_0), кинематическое (μ, σ) и геометрическое (ℓ).

Существующая взаимосвязь (1) всех параметров подвода исключает возможность непосредственного проведения однофакторного экспериментального исследования. Если же осуществить изменение величины параметра σ в одном и том же подводе, то можно ожидать, что при изменении параметра σ изменятся лишь параметры ζ_0 и μ , влияние которых на внешние характеристики насоса можно учесть. Таким образом, оказывается возможным приблизиться к однофакторной схеме экспериментального исследования влияния неравномерности σ на внешние характеристики насоса. Для эксперимента также важно, чтобы изначально интегральная величина окружной неравномерности потока на выходе была бы небольшой, чтобы ее изменение не требовало значительных воздействий и не приводило бы к перестройке потока в целом. Таким условиям соответствуют подводы спирального типа.

Для экспериментального насоса (коэффициент быстроходности

$n_s = 400$) был выбран боковой спиральный подвод с малой неравномерностью потока на выходе. Конструкция подвода защищена авторским свидетельством [1]. Изменение интегральной величины окружной неравномерности потока достигалось установкой внутри подвода цилиндрического штифта вдоль нормали к поверхностям тока. Площадь поперечного сечения штифта составляла менее 3-х % от площади «живого» сечения, в котором он был установлен. Разрез насоса и подвод представлены на рисунке 1.

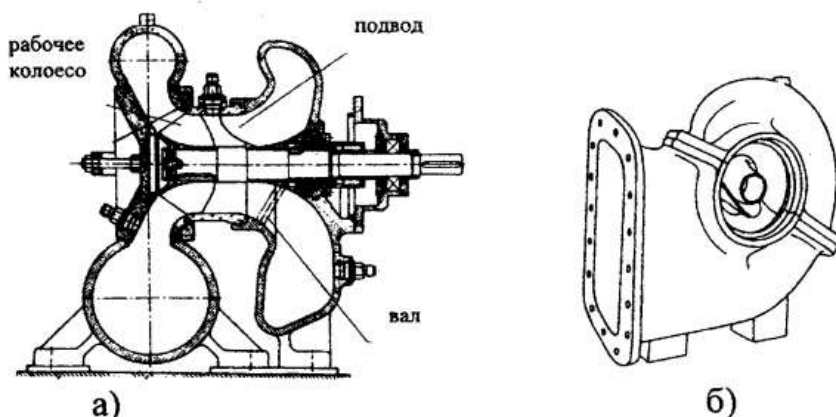


Рисунок 1

а) разрез насоса; б) общий вид подвода

Исследования структуры потока на выходе и определение вышеперечисленных параметров проводились методом статических продувок на азростенде и зондированием потока пятиточечным зондом в 126 равномерно расположенных в выходном сечении точках (по 18-ти радиальным направлениям на окружностях семи радиусов). Момент скорости потока определялся с помощью гидродинамической решетки с рычажной системой [2] и приводился к безразмерному виду по формуле:

$$\mu = \frac{\overline{rV_U}}{Q} \cdot D_{np}, \quad (2)$$

где $\overline{rV_U}$ - интегральный момент скорости потока на выходе из подвода, определенный по методу [2]; D_{np} - приведенный диаметр выхода из подвода; Q - подача насоса.

Коэффициент потерь энергии потока определялся по данным зондирования, а также траверсированием потока трубкой полного напора. Коэффициент окружной неравномерности потока вычислялся по данным зондирования по формуле:

$$\sigma = \left(1/\overline{V_{\max}}\right) \cdot \sqrt{\sigma_z^2 \cdot \overline{V_z}^2 + \sigma_U^2 \cdot \overline{V_U}^2 + \sigma_R^2 \cdot \overline{V_R}^2}, \quad (3)$$

где $\overline{V_{\max}}$ - осредненная по выходному сечению абсолютная скорость пото-

ка; σ_Z , σ_U , σ_R - осредненные по мерным окружностям и радиусам выходного сечения среднеквадратичные отклонения составляющих абсолютной скорости V_Z , V_U , V_R от их средних значений на окружностях мерных радиусов.

В результате исследований определены экспериментальные значения интегральных параметров для подвода без штифта (вариант I, исходные значения) и для подвода со штифтом (вариант II), представленные в таблице 1.

Таблица 1 – Величины интегральных параметров боковых подводов.

Вариант подвода	коэффициента потерь энергии ζ_0	коэффициента момента скорости потока на выходе μ	коэффициента неравномерности потока σ
Вариант I	0,179	0,500	0,108
Вариант II	0,250	0,490	0,112

Таким образом, введение штифта привело к увеличению неравномерности потока на выходе на 4 %. Отметим, что если понимать введение штифта как уменьшение габарита выходного сечения подвода, то в соответствии с формулой (1) можно объяснить резкое увеличение коэффициента потерь энергии.

Чтобы оценить воздействие возросшей неравномерности потока на виброшумовые характеристики, была также разработана специальная достаточно надежная и доступная по приборному оснащению методика виброакустических исследований.

Анализ опыта исследовательских центров Москвы и С.-Петербурга позволяет констатировать следующие положения, принятые как исходные данные к проведению виброакустических исследований.

Акустические источники (причина вибрации и шума) насоса можно разделить по механизму образования на механические, гидродинамические и электромагнитные (электроприводные) [3]. Механические источники обусловлены механическим дисбалансом, несоосностью и перекосом валов, механической неплотностью соединений, дефектами подшипников, зубчатых передач и муфт. Характерной особенностью механического дисбаланса является дискретная составляющая вибрации (или шума), амплитуда которой одинакова во всех радиальных направлениях и возрастает с увеличением частоты вращения ротора. Она, обычно, не содержит гармоник и появляется в равной мере на обоих подшипниках. Гидродинамический дисбаланс возникает при несимметричном обтекании лопаток р.к. и отличается от механического тем, что имеет на частоте вращения не дискретную, а узкополосную составляющую. Несосоосности валов сопутствует

дискретная осевая составляющая вибрации на второй гармонике частоты вращения ротора. Для механической неплотности соединений характерно большое число дискретных составляющих на гармониках частоты вращения. Другие механические акустические источники также имеют дискретные составляющие вибрации [3-6].

Гидродинамические акустические источники насоса связаны с обтеканием элементов его проточной части (гидродисбаланс, вихреобразование, турбулентные пульсации давления), с силовым взаимодействием лопаток с неоднородным потоком в подводе и отводе и с кавитационными явлениями в р.к. и в отводе.

Вихреобразование во входном патрубке и большая неравномерность скорости на его выходе являются непосредственными причинами увеличения интенсивности акустических источников и роста динамических нагрузок на р.к. Неоднородность потока характеризуется дискретными составляющими - гармониками лопаточной частоты. Вихреобразование и кавитационные явления характеризуются сплошным спектром в широком частотном диапазоне, причем у последних ширина спектра зависит от стадии кавитации. В начальной стадии эта составляющая характеризуется изменениями спектра вибрации в высокочастотной области. По мере развития кавитационных явлений спектр расширяется до самых низких частот, маскируя при этом все другие акустические источники.

Интенсивность всех акустических источников сильно зависит от частоты вращения и слабее - от режима работы [4-6]. При постоянной частоте вращения уровни шума и вибрации насоса зависят от подачи и кавитационного запаса. Уровни шума и вибрации минимальны при максимальном КПД (оптимальной подаче) и при достаточном подпоре на входе в насос. При оптимальной подаче гидродинамические уровни шума и вибрации определяются неоднородностью потока. На режимах, отличных от оптимального, увеличивается влияние процессов вихреобразования. При больших расходах наличие интенсивных вихрей в гидродинамическом следе от лопастей в отводе порождает в центрах вихрей кавитацию, а при уменьшении давления на входе насоса появляется кавитация на входе и, как следствие, неравномерная работа межлопастных каналов р.к., что также приводит к усилению вибрации и шума. В области подач близких к нулевым особенно увеличиваются низкочастотные колебания. Возможность развития кавитации в отводе насосов при недогрузочных режимах ограничена малой интенсивностью вихрей.

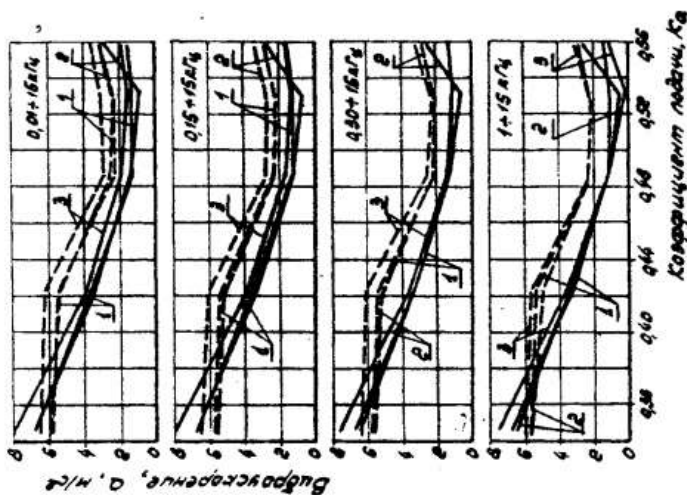
Из вышесказанного следует, что если у насоса отсутствуют резонансные явления, заменены изношенные и дефектные узлы и детали, а также устранены дефекты монтажа и сборки, то можно выделить основные акустические источники (гидродисбаланс, неоднородность потока, вихреобразование и кавитационные явления), интенсивность которых зависит от режима работы и от параметров потока перед р.к.

Для решения поставленной задачи на гидравлическом стенде были проведены испытания экспериментального насоса, упомянутого выше. Испытания проводились при различных режимах по подаче (оптимальном, двух перегрузочных и двух недогрузочных режимах). Отсутствие кавитационных явлений в р.к. контролировалось в стробоскопическом освещении визуально через прозрачную проставку. Измерялись следующие параметры: виброскорость, виброускорение и пульсации давления в проточной части. Измерения проводились в широких диапазонах, выбранных с учетом выделения основных акустических источников в насосе, и в третьоктавных полосах частот.

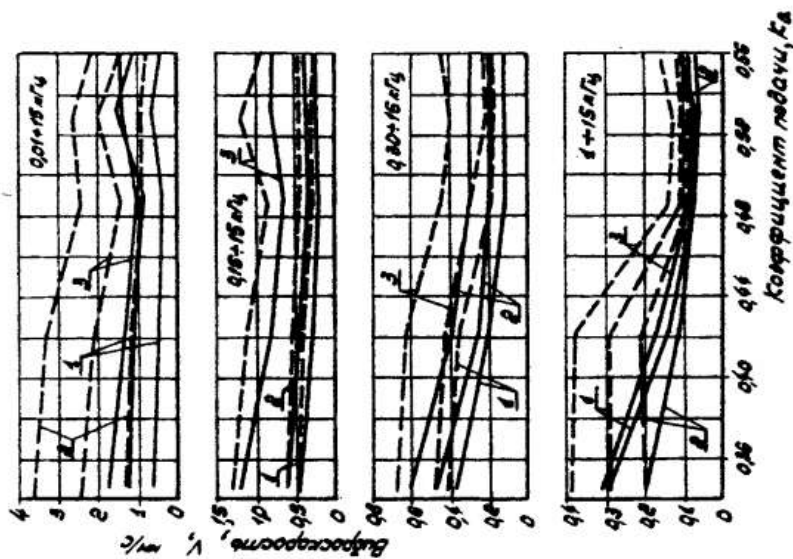
Датчики пульсаций давления устанавливались в проточной части на входе потока в подвод, возле р.к. и в отводе, а вибродатчики - на корпусе отвода. Для выявления акустических источников после предварительного третьоктавного анализа вибрации были выбраны следующие частотные диапазоны: от 0,01 до 15,0 кГц, который включает все акустические источники, в том числе механические с оборотной частотой 50 Гц; от 0,15 до 15,0 кГц, в котором исключена оборотная частота - дисбаланс; от 0,30 до 15,0 кГц, в котором исключена дополнительно лопаточная частота 200 Гц - наиболее интенсивная составляющая неоднородности потока; от 1,0 до 15,0 кГц, в котором исключены все дискретные составляющие и проявляются лишь вихреобразования.

Для пульсаций давления из-за ограничения измерительного прибора верхняя частота диапазонов составляла 10 кГц. Для замеров пульсаций давления использовались датчики ДД-10, измерительный прибор ИВП-2 и анализатор 2120, а параметры вибрации замеряли аппаратурой фирмы "Брюль и Кьер" (датчик 4343, виброметр 2511, анализатор 2120). Результаты виброакустических исследований приведены на рисунке 2. Примененная методика выявления акустических источников проще и удобнее по сравнению с третьоктавным анализом и ее можно использовать при создании акустически совершенных проточных частей гидромашин и для их виброакустической диагностики. Характер изменения пульсаций давления в проточной части подобен изменению виброускорений, однако, последние более чувствительны к изменению неравномерности потока и режима работы и поэтому являются более информативными для диагностики. При увеличении неравномерности потока на выходе из подвода на 4 % (т.е. изменении от 0,108 до 0,112) относительная величина виброускорения возросла на 70-80 % по всем координатным направлениям. Пульсации давления наиболее интенсивны возле р.к., но они имеют тенденцию к быстрому затуханию в проточной части насоса.

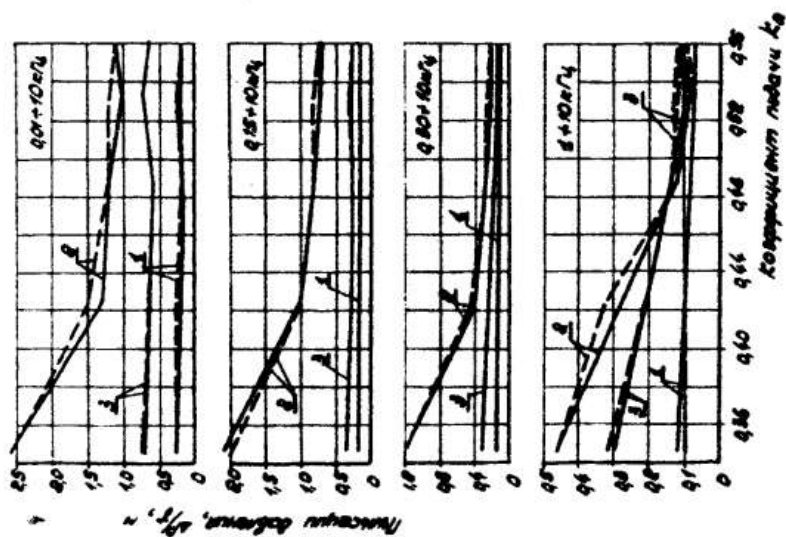
Для уверенной, близкой к однофакторной, оценки влияния неравномерности потока на внешние энерго-кавитационные характеристики насоса, последние приводились к сравнимому виду путем учета влияния на них



в) – виброускорение a , м/с²
 1 – вертикальная составляющая;
 2 – горизонтальная составляющая;
 3 – осевая составляющая виброускорения V , мм/с
 — вариант I, вариант II



б) – виброскорость V , мм/с
 1 – вертикальная составляющая;
 2 – горизонтальная составляющая;
 3 – осевая составляющая;
 — вариант I, вариант II



а) – пульсация давления ΔP , γ, м
 1 – на входе в подвод;
 2 – на входе в р.к.;
 3 – в отводе.
 — вариант I, вариант II

Рисунок 2

интегральных параметров ζ_0 и μ при изменении параметра σ . Результаты энерго-кавитационных испытаний приведены на рисунке 3. Испытания показывают, что при увеличении неравномерности потока на выходе из подвода на 4 % относительный КПД насоса снизился на 2 %, $C_{кр}$ - на 9 %. Кроме того, произошло смещение оптимального режима работы по подаче на 5 % в сторону увеличения. Теоретический анализ возможности смещения оптимального режима работы по подаче позволяет сделать вывод, что оно возможно в любую сторону и зависит от согласованности элементов проточной части и формы характеристик потерь энергии в каждом элементе.

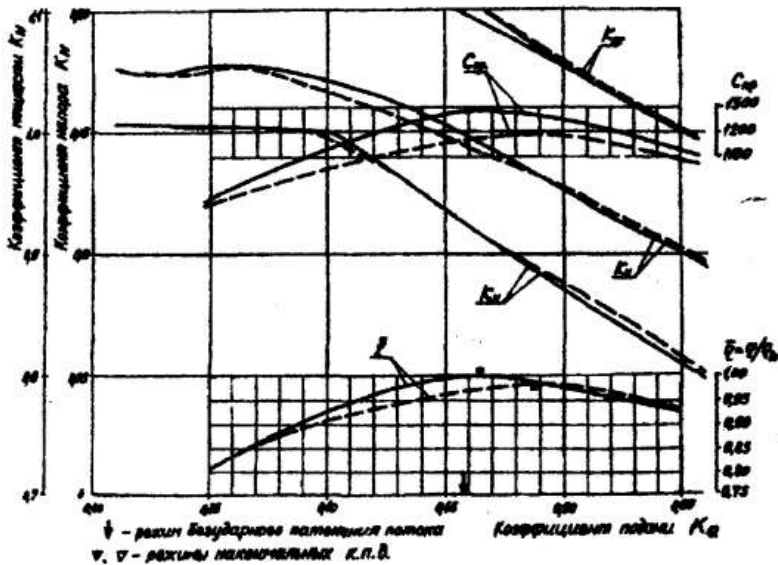


Рисунок 3

— Вариант I; - - - - - Вариант II

Выводы:

1. Проведена количественная оценка влияния неравномерности потока на входе в рабочее колесо на энерго-кавитационные и виброакустические характеристики насоса быстроходностью $n_s = 400$. При увеличении неравномерности потока на 4 % в оптимальном режиме относительный КПД снизился на 2 %, $C_{кр}$ - на 9 %, а виброускорение корпуса возросло на 70-80 % по всем координатным направлениям.
2. Проведены виброакустические исследования, позволяющие рекомендовать для диагностики качества и технического состояния насосов использовать измерения параметра виброускорения, а также рекомендовать упрощенную методику выявления акустических источников вибрации и шума, заключающуюся в проведении замеров в широкополосных, специальным образом выбранных частотных диапазонах вместо проведения третьоктавного анализа.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. А.с. N 966315 (СССР) /Л.А. Василенко, А.В. Вертячих, А.А.Евтушенко, А.И. Швиндин, С.Н. Шкарбуль. Заявл. 14.08.80, N 3003362/25-06. Б.И. 1982. N 38.
2. Руднев С.С., Швиндин А.И. Опыт измерения момента скорости за элементами проточной части лопастного насоса//Повышение технического уровня центробежных насосов: Труды ВНИИГидромаша. 1980. С. 48-54.
3. Вибрация в технике: Справоч. В 6 т. М.:Машиностроение.1981.Т.5. Измерения и испытания/ Под ред. М.Д.Гепкина. 1981. 496 с.
4. Справочник по судовой акустике /Под ред. И.И.Клюкина и И.И. Боголепова. Л.: Судостроение. 1978. 504 с.
5. Борьба с шумом на производстве/ Е.Я.Юдин, Л.А.Борисов, И.В. Горенштейн и др.; Под общ. ред. Е.Я. Юдина. М.: Машиностроение. 1985. 400 с.
6. Шум и вибрация центробежных электронасосных агрегатов и методы их снижения: Обзор. информ. ХМ-4. Насосостроение/ Под ред. Б.В.Покровского, В.Я.Рубинова. М.: Цинтихимнефтемаш. 1981. 10 с.

10-я Международная научно-техническая конференция "ТЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

НЕМОДЕЛЬНЫЕ ИЗМЕНЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ С ОТКРЫТЫМИ КОЛЕСАМИ

DISSIMILAR ALTERATIONS IN FLOW PART AND THEIR EFFECT ON CHARACTERISTICS OF PUMPS WITH OPEN IMPELLERS

ИВАНЮШИН Аркадий Аркадьевич, к.т.н., зав. отд.,
ЛУГОВАЯ Светлана Олеговна, зав. лаб.,
ОЛЬШТЫНСКИЙ Павел Леонидович, м.н.с.,
ОАО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина,

ШЕНДРИК Вера Викторовна, инженер,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина.

Abstract. Experimental data are considered concerning effect of dissimilar alterations (impeller turning, narrowing of impeller width at outlet, blades sharpening at outlet, widening and narrowing of volute) on characteristics of pumps with open impellers.

С 1995г. ВНИИАЭН разрабатывает и выпускает насосы типа СКО с рабочими колесами открытого типа для перекачивания технологических жидкостей в производствах сахарной промышленности. Насосы с открытыми рабочими колесами находят применения также в нефтяной и химической промышленности. Номенклатура насосов СКО в последнее время была значительно расширена, и охватывает подачи от 30 м³/ч до 400 м³/ч с напорами от 25 м до 100 м при частоте вращения от 1500 об/мин до 3000 об/мин.

Это – центробежные, горизонтальные, одноступенчатые насосы консольного типа, с осевым подводом и спиральным отводом. Разгрузка ротора от осевых сил осуществляется с помощью радиальных лопаток, расположенных со стороны ступицы рабочего колеса. Концевое уплотнение вала – комбинированное, представляет собой сочетание сальникового и гидродинамического уплотнения. В качестве гидродинамического уплотнения применяется импеллер с радиальными лопатками.

Довольно широкий диапазон насосов СКО, выпускаемых ВНИИАЭН обеспечивается тремя базовыми типоразмерами насосов благодаря использованию различных видов немодельных изменений, таких как:

- обточка рабочих колес по наружному диаметру;
- уменьшение ширины рабочих колес на выходе;
- затыловка лопастей на выходе рабочих колес;
- изменение проходного сечения спирального отвода.

Обточка рабочих колес по наружному диаметру

Для расширения номенклатуры выпускаемых насосов наиболее широко применяется обточка рабочих колес по наружному диаметру.

В информационных источниках довольно часто встречаются данные о влиянии уменьшения наружного диаметра в рабочих колесах закрытого типа на характеристики насосов. Существуют различные методики расчета, в частности наиболее часто применяемая методика А.И. Степанова [1], и предложенная в ИСО 9960:1999(E) [2]. Аналогичные данные и методики расчета при обточке рабочего колеса открытого типа в литературе не встречаются, а существующие экспериментальные данные не подтверждают расчеты, выполненные по методикам для закрытых колес.

Процесс передачи энергии в рабочих колесах открытого типа несколько отличается от процесса передачи энергии в рабочих колесах закрытого типа. Кроме того, в открытых рабочих колесах угол установки лопасти на выходе обычно находится в пределах $50^\circ - 90^\circ$, то следует предположить, что в рабочих колесах открытого типа влияние обточки наружного диаметра рабочего колеса на характеристики насоса будет несколько отличным. Следует добавить, что для получения необходимых параметров в насосах СКО применялась глубокая обточка наружного диаметра рабочего колеса – до 30%, тогда как в колесах закрытого типа рекомендуется применять обточку наружного диаметра лишь до 10%.

Накопленный опыт по обточке рабочих колес насосов СКО позволяет сделать некоторые выводы о влиянии данных немодельных изменений на характеристики насоса и предложить расчетные зависимости для прогнозирования напорной характеристики.

В данном случае рассмотрены результаты испытаний насосов с двумя типами открытых рабочих колес:

- рабочее колесо №1 (с цилиндрической лопастью), имеющее угол установки лопасти на выходе $\beta_2 = 75^\circ$. Число лопастей рабочего колеса $Z_{р.к.} = 8$;
- рабочее колесо №2 (с пространственной лопастью), имеющее угол установки лопасти на выходе $\beta_2 = 47^\circ$. Число лопастей рабочего колеса $Z_{р.к.} = 8$.

На рисунках 1 и 2 приведены обобщенные данные испытаний насосов с этими типами колес при обточке наружного диаметра до 30%.

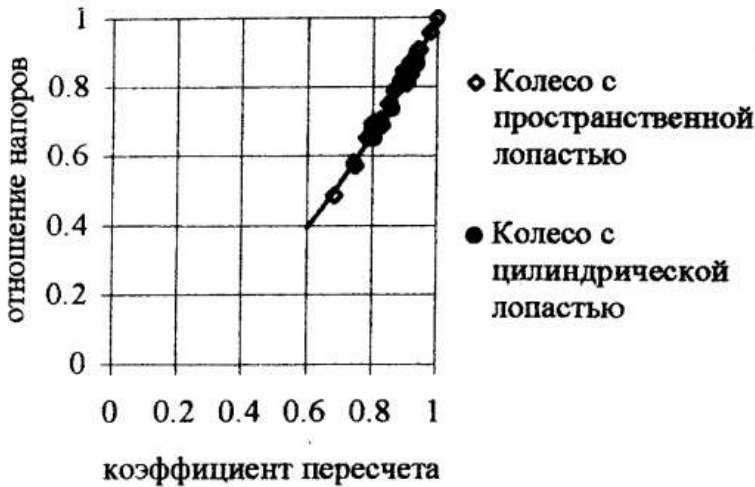


Рисунок 1 – Зависимость отношения напоров от коэффициента пересчета



Рисунок 2 – Зависимость отношения подач от коэффициента пересчета

В качестве коэффициента пересчета при обточке наружного диаметра было принято отношение, рекомендуемое ИСО 9960:1999(Е)

$$\lambda = \sqrt{\frac{(D_2^o)^2 - (D_1)^2}{(D_2^{max})^2 - (D_1)^2}}$$

где D_2^o - наружный диаметр рабочего колеса после обточки;

D_2^{max} - наружный диаметр рабочего колеса до обточки;

D_1 - диаметр рабочего колеса на входе.

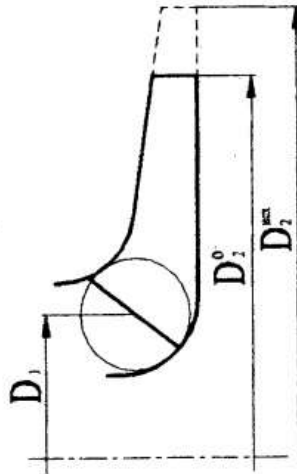


Рисунок 3 – Эскиз обточки рабочего колеса

Математическая обработка экспериментальных данных позволила определить степенные показатели для коэффициента пересчета.

Таким образом получены следующие закономерности при обточке рабочих колес открытого типа:

- для рабочих колес с цилиндрической лопастью:

$$H^o = \lambda^{1,83} \cdot H^{исх},$$

$$Q^o = \lambda^{0,62} \cdot Q^{исх},$$

- для рабочих колес с пространственной лопастью:

$$H^o = \lambda^{1,83} \cdot H^{исх},$$

$$Q^o = \lambda^{1,14} \cdot Q^{исх}.$$

Уменьшение ширины рабочего колеса на выходе

Известно, что для рабочих колес закрытого типа изменение ширины на выходе влияет на напорную и энергетические характеристики, а также на положение оптимальной подачи. Для рабочих колес открытого типа это влияние несколько иное [3].

Нами были проведены испытания насоса с рабочим колесом первого типа с зауженным b_2 . Результаты показали, что при уменьшении ширины рабочего колеса на выходе оптимум практически не смещается в сторону меньших подач. Напор уменьшился на величину, равную $\sqrt[3]{\left(\frac{b_2^{зауж}}{b_2^{исх}}\right)}$, а

к.п.д. уменьшился на величину, равную $\sqrt[3]{\left(\frac{b_2^{зауж}}{b_2^{исх}}\right)}$.

Затыловка лопастей на выходе

Экспериментальные данные показывают, что в рабочих колесах закрытого типа затыловка лопастей на выходе позволяет повысить напор на 3÷10 %. Испытания насосов с рабочими колесами открытого типа «№2», у которого угол установки лопасти на выходе $\beta_2 = 47^\circ$ показали, что затыловка лопастей повышает напор на 2 %. Незначительное увеличение напора объясняется тем, что для данных колес угол установки лопасти на выходе довольно большой, а толщина лопасти в окружном направлении невелика, поэтому затыловка позволяет увеличить угол и уменьшить толщину лопасти незначительно.

Изменение проходного сечения спирального отвода

При расширении диапазона работы насосов СКО необходимо было решить проблему значительного увеличения подачи насоса при использовании уже имеющегося корпуса с сохранением напора и к.п.д.

Для того, чтобы расширить в сторону больших подач диапазон работы уже имеющегося насоса необходимо увеличить пропускную способность отвода. Это может быть достигнуто путем подрезки языка спирального отвода до сечения, имеющего необходимую пропускную способность, определенную расчетным путем. Таким образом были созданы насосы СКО 300-60, СКО 80-25 на базе насосов СКО 150-60 и СКО 50-25 соответственно.

Была сделана попытка спрогнозировать характеристику насоса после расширения проходного сечения. Определив скорость течения потока в расчетном сечении спирального отвода насоса СКО 150-60 на оптимальной подаче, и, зная площадь нового расчетного сечения для насоса СКО 300-60, определили подачу, при которой будет такая же скорость в этом сечении. Кривая зависимости к.п.д. от подачи была смещена своим оптимумом на величину отношения найденной подачи для насоса СКО 300-60 к исходной оптимальной подаче насоса СКО 150-60. По смещенной кривой зависимости к.п.д. от подачи и исходной кривой зависимости мощности от подачи (опыт ВНИИАЭН показывает, что при неизменном рабочем колесе расширение или сужение расчетного сечения спирального отвода практически не влияет на мощностную характеристику) была найдена прогнозируемая напорная характеристика насоса СКО 300-60.

В результате увеличения зазора между рабочим колесом и подрезанным языком спирального отвода появилась возможность нарастить наружный диаметр рабочего колеса и увеличить напор насоса.

Испытания насосов СКО 300-60 и СКО 80-25 подтвердили спрогнозированные характеристики.

Заужение проходного сечения спирального отвода было применено для получения параметров $Q = 50$ м³/ч, $H = 80$ м на базе насоса СКО 100-100. Для этого в корпус насоса СКО 100-100 был вварен удлиненный язык, благодаря чему было получено расчетное сечение, имеющее необходимую пропускную способность.

Проектирование новых рабочих колес открытого типа

При создании новых насосов с открытыми колесами кафедры Прикладной гидроаэромеханики СумГУ предлагает использовать методику для проектирования открытых рабочих колес, созданную под руководством Н.К.Ржебаевой.

Для создания методики расчета насосов с открытыми рабочими колесами был проведен комплекс исследований.

Разработанная методика включает в себя два основных этапа:

- 1) приближенное определение геометрических размеров проточной части;
- 2) проверочный расчет, позволяющий определить энергетические показатели насоса и уточнить значения выбранных геометрических размеров.

Исходными данными для расчета являются требуемая подача, напор и частота вращения проектируемого насоса.

Методика расчета позволяет выбрать основные геометрические параметры проточной части, определить напор, создаваемый колесом, а также потери в насосе, к.п.д. и мощность насоса.

Апробация методики проведена при разработке насоса АХ 65-40-200К, предназначенного для химического предприятия МарыАзот (г. Мары, Туркмения). Сравнение результатов испытаний и расчетов показывает, что методика позволяет проектировать насосы с достаточной степенью точности.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. — М.: Машигиз, 1960г.— 93 с.
2. ISO 9906:1999(E). Rotodynamic pumps — Hydraulic performance acceptance tests — Grades 1 and 2., — 43 с.
3. Матвеев И.В. и др. К выбору ширины на выходе открытого колеса с прямыми лопастями.//МВТУ им. Н.Э.Баумана. — М., 1986. — 13 с. — Деп. в ЦИТИХИМНЕФТЕМАШ, 1986.

10-я Международная научно-техническая конференция "ТЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

АЛГОРИТМИЗАЦИЯ ВЫБОРА КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВЫХ СХЕМ ТУРБОМАШИН

ALGORITHMIZATION OF SELECTION CONSTRUCTIONAL AND POWER SCHEES OF TURBOMACHINE

БЕЛОУСОВ Анатолий Иванович, д.т.н., профессор,
МЕДНИКОВ Максим Викторович, аспирант,
Самарский государственный аэрокосмический университет
им. С.П. Королева, г. Самара, Россия.

Abstract. The basis of automatic selection constructional and power schemes of tubomachines is the algorithm. Some approaches of algorithmization task of selection schemes are rating in this work.

Требования к показателям технического совершенства и надежности ДЛА постоянно растут. Это приводит к повышению трудоемкости процесса конструирования, увеличению сроков и стоимости разработки. Поэтому требуется автоматизация проектно-конструкторских работ.

Задача выбора конструктивно-силовой схемы представляет собой задачу синтеза: выбора таких типов и количества структурных элементов, а также построения связей между ними, которые в целом отвечали бы тактико-техническим требованиям.

Для алгоритмизации этой задачи используются формализованные методы решения. Но, к сожалению, не все проектные процедуры могут быть формализованы (особенно процедуры принятия решения). Поэтому целесообразно применять диалоговый режим работы конструктора в САПР. В таком режиме конструктор имеет возможность вводить и изменять исходные данные, оценивать получаемые варианты решений и выбирать наиболее предпочтительный, с его точки зрения, вариант.

Подходы к алгоритмизации выбора конструктивно-силовой схемы турбомашин могут быть различными. Формально задачу синтеза конструктивно-силовой схемы можно рассматривать как процесс получения некоторого частного решения по значениям параметров (факторов), определяющих выбор этого решения. Решениями могут быть программы вычерчивания выбранных конструктивно-силовых схем на принтере или ото-

бражения их на дисплее ЭВМ и т.п. Параметрами являются типовые структурные элементы и связи между ними. Основой автоматизированного решения такой задачи является алгоритм, относящийся к классу алгоритмов выбора решений. Алгоритм выбора решений предусматривает целенаправленную проверку выполнимости всех или некоторых условий из заданного множества их и выбор соответствующего решения, обладающего нужными свойствами, из получаемого множества решений.

Любой алгоритм, в том числе алгоритм проектирования (и конструирования), в силу свойств дискретности и результативности может рассматриваться как система.

Действительно, элементами алгоритма проектирования как системы является множество преобразований (элементарных работ) и множество связей между ними.

Задача описания структуры алгоритма заключается в описании отношений между элементами множества преобразований и множества связей.

Удобным средством описания структуры конструкции и алгоритма проектирования конструкции являются *графы* [1]. Граф представляет собой геометрическое изображение, в котором двум элементам некоторого множества U ставится в соответствие один элемент некоторого множества V . Такое геометрическое изображение образует геометрическую конфигурацию, состоящую из нескольких точек и некоторого количества соединяющих эти точки отрезков. При этом точки называются вершинами графа, а отрезки - ребрами графа.

Различают ориентированные и неориентированные графы. Если каждое ребро графа ориентировано, т.е. имеет начало и конец (является вектором, а не отрезком), то граф называется ориентированным. Если начало каждого ребра графа может быть с равным основанием помещено в любую из вершин, являющихся концами ребер, то граф называется неориентированным. Характерной особенностью ориентированных графов являются так называемые бинарные отношения, т.е. отношения связи между парами элементов множества U , в которых определено, какой из элементов является предшествующим (первым), а какой последующим (вторым).

Использование графов для описания структуры алгоритмов проектирования и объектов проектирования повышает наглядность описания. Вместе с тем, являясь средством формализованного описания, графы позволяют разрабатывать алгоритмы, наиболее рациональные с точки зрения объема вычислений.

То, что графы являются средством формализованного описания, вытекает из возможности их представления в виде таблиц или матриц. Любой вершинный граф может быть представлен в виде таблицы или матрицы, называемой матрицей смежности вершин. Матрица смежности вершин представляет собой квадратную матрицу, строки и столбцы которой являются номерами элементов множества U , а клетки - элементами множества

отношений связи V .

Для указания наличия связи между двумя элементами в клетке матрицы с соответствующими номерами ставится 1; если элементы независимы, то в клетке ставится 0 или она остается пустой. Для указаний бинарных отношений принято предшествующим считать элемент с номером строки.

При другом возможном подходе к алгоритмизации выбора конструктивно-силовой схемы турбомашин при автоматизированном проектировании, развитым В.И. Баулиным [1] и в [2], предлагается использование *таблиц применяемости*. Эти таблицы оказались эффективным средством описания принятия решений не только при выборе конструктивно-силовых схем турбомашин, но и в задачах медицинской и технической диагностики.

Рассмотрим кратко структуру таблицы применяемости. Пусть X_1, X_2, \dots, X_n - некоторые параметры. Множество дискретных значений, принимаемых i -м параметром

$$X_i = \{x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{ii}\}.$$

Параметром может быть, например, характеристика компонентов топлива - высококипящие или криогенные компоненты.

Обозначим множество решений

$$Y = \{Y_1, Y_2, \dots, Y_m\},$$

которые также могут принимать дискретные значения

$$Y_i = \{y_{i1}, y_{i2}, \dots, y_{ik}\}.$$

Таблица применяемости строится следующим образом (табл. 1). Столбцам присваиваются значения параметров, сгруппированных по их наименованиям. В каждой строке справа записывается некоторое решение из множества решений Y , соответствующее множеству значений параметров в строке. Клетки таблицы заполняются единицами и нулями. Наличие в клетке единицы означает, что параметр принимает соответствующее значение. Нули, как правило, не пишутся в таблице, и соответствующие клетки остаются пустыми. Таким образом, в каждой строке таблицы описано однозначное соответствие между множеством значений параметров и решением.

Особенностью табличного описания алгоритма является то, что оно позволяет легко составить соответствующую машинную программу. Действительно, каждая отрока табл. 1 может быть записана следующим образом:

$$Y_1 = x_{11} \cdot x_{21} \cdot x_{31} \cdot x_{41} \cdot x_{52} \cdot x_{61},$$

$$Y_2 = x_{11} \cdot x_{22} \cdot x_{31} \cdot x_{42} \cdot x_{52} \cdot x_{62},$$

.....

$$Y_m = x_{12} \cdot x_{22} \cdot x_{32} \cdot x_{41} \cdot x_{52} \cdot x_{63}.$$

Таблица 1 - Таблица применяемости

X_1		X_2		X_3					X_4		X_5		X_6			Y
x_{11}	x_{12}	x_{21}	x_{22}	x_{31}	x_{32}	x_{33}	x_{34}	x_{35}	x_{41}	x_{42}	x_{51}	x_{52}	x_{61}	x_{62}	x_{63}	
1		1		1					1			1	1			Y_1
1			1	1						1		1		1		Y_2
1			1			1				1	1				1	Y_3
1		1			1					1	1				1	Y_4
.....																
	1	1					1			1	1				1	Y_m

Если произведение значений параметров i -й строки равно 1, то принимается соответствующее решение Y_i ; в противном случае (если произведение равно 0) данное решение не принимается.

Конструктивные схемы ТНА характеризуются большим числом параметров, их значений и типов схем, отличающихся по какому-либо классификационному признаку [2]. Поэтому может оказаться целесообразным последовательный метод решения. Он предусматривает построение алгоритма решения последовательным выбором частичных решений, которые становятся одним из условий выбора последующего (или последующих) частичного решения. Например, при синтезе конструктивной схемы ТНА такими частичными решениями могут быть:

- тип турбины (осевая или центробежная, окислительная или восстановительная, автономная или предкамерная и т.д.);
- взаимное расположение насосов и турбин(ы) (турбина между насосами, насос окислителя рядом с турбиной, насос горючего рядом с турбиной и т.п.);
- количество ступеней насоса (одно-, двух-, трёхступенчатый).

Перечень таких частичных решений можно было бы продолжить.

В тех случаях, когда решение представляет собой подмножество частичных решений, удобно использовать так называемый последовательный метод выбора решений. При последовательном методе решения алгоритм выбора решений строится таким образом, что частичные решения выбираются последовательно, одно за другим, причем ранее определенное частичное решение (или решения) может быть включено в множество условий выбора последующего (или последующих) частичного решения. Например, частичное решение "взаимное расположение насосов и турбин(ы)" может быть получено только после того, как выбраны час-

тичные решения, такие как “тип турбины”, “тип насоса”, “количество ступеней насоса”.

В этом случае алгоритм выбора решений Y описывается не одной, а несколькими таблицами применимости, которые называются частичными таблицами. Каждая из частичных таблиц по своей структуре отличается от описанной выше лишь тем, что среди параметров X_1, X_2, \dots, X_n могут находиться частичные решения $Y_i^{(j)}$, определенные ранее. Разумеется, что разработка частичных таблиц требует не только анализа зависимости между элементами множества параметров и множества частичных решений, но и анализа иерархической структуры множества частичных решений.

Соответствие между значениями параметров (факторов) и частичными решениями описывается частичными таблицами. При последовательном методе выбора конструктивная схема формально описывается произведением частичных решений:

$$Y_j = y_{1n} \cdot y_{2k} \cdot y_{3s} \dots y_{lt},$$

где y_{1n}, \dots, y_{lt} – выбранные частичные решения. Первый индекс (1, 2, ...) означает номер классификационного признака, а второй индекс – номер типа схемы, отличающейся по рассматриваемому признаку.

Для определенных исходных данных решение получается в виде множества вариантов схем. Необходимо уже на этапе синтеза схемы оценить каждый из вариантов с точки зрения качества конструкции ТНА.

Использование таблиц применимости:

- позволяет упорядочить процесс разработки алгоритмов синтеза схем;
- устанавливает единообразный язык, достаточно удобный для человека и одновременно близкий к языку ЭВМ;
- облегчает составление соответствующих машинных программ.

Ещё одним подходом к алгоритмизации выбора конструктивно-силовой схемы турбомашин при автоматизированном проектировании может быть *генетический алгоритм* [3].

Генетический алгоритм разработан Джоном Голландом (John Holland) в 1975 году в Мичиганском университете. Генетический алгоритм был получен в процессе обобщения и имитации в искусственных системах таких свойств живой природы, как естественный отбор, приспособляемость к изменяющимся условиям среды, наследование потомками жизненно важных свойств от родителей и т.д.

Так как алгоритм в процессе поиска использует некоторую кодировку множества параметров вместо самих параметров, то он может эффективно применяться для решения задач дискретной оптимизации, определенных как на числовых множествах, так и на конечных множествах произвольной природы. Поскольку для работы алгоритма в качестве информации об оптимизируемой функции используются лишь её значения в рассматриваемых точках пространства поиска и не требуется вычислений ни

производных, ни каких-либо иных характеристик, то данный алгоритм применим к широкому классу функций, в частности, не имеющих аналитического описания. Использование набора начальных точек позволяет применять для их формирования различные способы, зависящие от специфики решаемой задачи, в том числе возможно задание такого набора непосредственно человеком.

Генетический алгоритм работает с представленными в конечном алфавите строками S конечной длины L , которые используются для кодировки исходного множества альтернатив W . Строки представляют собой упорядоченные наборы из L элементов: $S = (s_1, s_2, \dots, s_L)$, каждый из которых может быть задан в своём собственном алфавите $V_i, i = \overline{1, L}$, т.е. $s_i \in V_i$, где алфавит V_i является множеством из r_i символов: $V_i = \{v_{ij}, j = \overline{1, r_i}\}$. Для решения конкретной задачи требуется однозначно отобразить конечное множество альтернатив W на множество строк подходящей длины (очевидно, что длина строк зависит от алфавитов, используемых для их задания).

Для работы алгоритма необходимо на множестве строк $U^m (V_1^H, V_2^H, \dots, V_m^H)$ задать неотрицательную функцию $F(S)$, определяющую показатель качества, «ценность» строки $S \in U$. Алгоритм производит поиск строки, для которой $F(S)$ имеет максимум.

Генетический алгоритм за один шаг производит обработку некоторой популяции строк. Популяция $G(t)$ на шаге t представляет собой конечный набор строк:

$$G(t) = (S'_1, S'_2, \dots, S'_N), S'_k \in U^m_{(V_1, V_2, \dots, V_m)}, k = \overline{1, N},$$

где N — размер популяции, причём строки в популяции могут повторяться.

Анализ работы алгоритма удобно производить, используя аппарат схем. Схемой в генетическом алгоритме называют описание некоторого подмножества строк. Схема $H = (h_1, h_2, \dots, h_m)$ может рассматриваться как строка, алфавиты для элементов которой дополнены специальным символом «#»:

$$H \in U^m_{(V_1^H, V_2^H, \dots, V_m^H)}, V_i^H = V_i \cup \{ \# \}.$$

Если в некоторой позиции r схемы H присутствует символ «#», то такая позиция называется свободной, а сам символ «#» интерпретируется как произвольный символ из алфавита V_r . Позиция q схемы H называется фиксированной, если в этой позиции присутствует один из символов алфавита V_q . Схема H , в которой определены фиксированные и свободные позиции, описывает подмножество $U_H \subseteq U^m_{(V_1, V_2, \dots, V_m)}$, содержащее такие строки,

у которых элементы, соответствующие фиксированным позициям схемы, совпадают с символами схемы, а элементы, соответствующие свободным позициям схемы, являются произвольно заданными в соответствующих алфавитах:

$$U_H = \left\{ S \mid S \in U^m_{(V_1, V_2, \dots, V_m)} \wedge (\forall i (i \in I_{[1, m]} \wedge h_i \neq \#) \rightarrow (s_i = h_i)) \right\},$$

где $I_{[1, m]}$ — множество целых чисел отрезка $[1, m]$.

Например, для множества строк $U^5_{(V_1, V_2, V_3, V_4, V_5)}$, где $V_i = \{0, 1\}$, $k = \overline{1, 5}$, схема $H_1 = "1\#\#\#0"$ задаёт такое множество строк, у которых первым элементом является символ "1", пятым — "0", а остальные — либо "0", либо "1". Строки "10010", "11110" являются примерами строк, принадлежащих множеству U_{H_1} .

Часть популяции $G(t) = (S_1^t, S_2^t, \dots, S_N^t)$, строки которой удовлетворяют схеме H , обозначают $G_H(t) = (S_1^{Ht}, S_2^{Ht}, \dots, S_{n(H,t)}^{Ht})$, где $n(H, t)$ — число строк схемы H в популяции $G(t)$ и называют подпопуляцией, соответствующей схеме H .

Кодировка строк популяции (конструктивно-силовых схем ТНА) производится следующим образом. Каждая строка (конструктивно-силовая схема ТНА) состоит из L элементов: $S = (s_1, s_2, \dots, s_L)$, где элемент s_i соответствует классификационному признаку (тип турбины, количество ступеней насоса и т.д.). Для каждого классификационного признака используется свой алфавит V_i . Например, s_2 — количество ступеней насоса, алфавит $V_2 = \{1, 2, 3\}$ ($s_2=1$, если насос одноступенчатый; $s_2=2$, если насос двухступенчатый; $s_2=3$, если насос трёхступенчатый)

Суть генетического алгоритма заключается в следующем.

Пусть на шаге t имеется популяция $G(t)$, состоящая из N строк. Для популяции вводится понятие средней ценности популяции $F_{cp}(G(t))$:

$$F_{cp}(G(t)) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N F(S_k^t).$$

Аналогично для подпопуляции $G_H(t)$, удовлетворяющей схеме H , вводится понятие средней ценности подпопуляции $F_{cp}(G_H(t))$:

$$F_{cp}(G_H(t)) = \frac{1}{n(H,t)} \sum_{k=1}^{n(H,t)} F(S_k^{Ht}).$$

Генетический алгоритм осуществляет переход от популяции $G(t)$ к популяции $G(t+1)$ таким образом, чтобы средняя ценность составляющих её строк увеличивалась, причём количество новых строк в популяции равно $K \cdot N$, где K — коэффициент новизны. Если $K < 1$, то популяция будет перекрывающейся, т.е. в новой популяции сохраняются некоторые строки из старой, а если $K = 1$, то она будет неперекрывающейся, т.е. подвергнется полному обновлению.

Генетический алгоритм включает три операции: воспроизводство, скрещивание, мутация.

Воспроизводство представляет собой процесс выбора $K \cdot N$ строк популяции $G(t)$ для дальнейших генетических операций. Выбор производится

случайным образом, причём вероятность выбора строки S_i^t пропорциональна её ценности:

$$p_{\text{выб}}(S_i^t) = \frac{F(S_i^t)}{\sum_{k=1}^N F(S_k^t)}$$

Процесс выбора повторяется $K \cdot N$ раз. Предполагаемое количество экземпляров строки S_i^t в популяции $G(t+1)$ равно

$$n_{\text{выб}}(S_i^t) = p_{\text{выб}}(S_i^t) \cdot K \cdot N.$$

Операция воспроизводства увеличивает общую ценность последующей популяции путём увеличения числа наиболее ценных строк.

Воспроизводство оперирует со строками, уже присутствующими в рассматриваемой популяции, и само по себе не способно открывать новые области поиска. Для этой цели используется операция скрещивания.

Скрещивание представляет собой процесс случайного обмена значениями соответствующих элементов для произвольно сформированных пар строк. Для этого выбранные на этапе воспроизводства строки случайным образом группируются в пары. Далее каждая пара с заданной вероятностью $p_{\text{скр}}$ подвергается скрещиванию. При скрещивании происходит случайный выбор позиции разделителя d ($d=1, 2, \dots, L-1$, где L — длина строки). Затем значения первых d элементов первой строки записываются в соответствующие элементы второй, а значения первых d элементов второй строки — в соответствующие элементы первой. В результате получаем две новых строки, каждая из которых является комбинацией частей двух родительских строк.

Операция скрещивания создаёт новые строки путём некоторой комбинации значений элементов наиболее ценных в популяции $G(t)$ строк. Получившиеся в результате строки могут превосходить по ценности родительские строки.

Так как открытие новых областей поиска в операции скрещивания происходит лишь путём перегруппирования имеющихся в популяции комбинаций символов, то при использовании только этой операции некоторые потенциально оптимальные области могут оставаться не рассмотренными. Для предотвращения подобных ситуаций применяется операция мутации.

Мутация представляет собой процесс случайного изменения значений элементов строки. Для этого строки, получившиеся на этапе скрещивания, просматриваются поэлементно, и каждый элемент с заданной вероятностью мутации $p_{\text{мут}}$ может мутировать, т.е. изменять значение на любой случайно выбранный символ, допустимый для данной позиции. Операция мутации позволяет находить новые комбинации признаков, увеличивающих ценность строк популяции.

Итак, в результате описанных выше операций получаем $K \cdot N$ новых строк, которые либо полностью формируют новую популяцию $G(t + 1)$ (при $K=1$), заменяя при этом все строки популяции $G(t)$, либо составляют часть популяции $G(t + 1)$, заменяя собой $K \cdot N$ наименее ценных строк предыдущей популяции. Затем выбираем наиболее ценную строку популяции, используя критерии оптимизации (по массе, надёжности, габаритам и т.д.).

Приведённые выше возможные подходы к алгоритмизации выбора конструктивно-силовых схем турбомашин имеют свои достоинства и недостатки. Графы и таблицы применимости наглядны и просты, но в тоже время не позволяют открывать новые области поиска оптимального решения, в отличие от генетического алгоритма. При автоматизации выбора конструктивно-силовых схем возможен подход, при котором на каждом этапе выбора используется один из вышеизложенных методов. Например, при создании исходной популяции в генетическом алгоритме можно использовать таблицы применимости. Т.е. при выборе типа структурных элементов турбонасосного агрегата (типа рабочего колеса насоса, типа турбины, количества ступеней насоса и т.д.) пользоваться таблицами применимости, а генетический алгоритм использовать при компоновке, взаимном расположении узлов, подшипников и т.п.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Баулин В.И. Формализация конструирования двигателей летательных аппаратов в САПР: Учебное пособие.- М.: МАИ, 1983.- 49 с.
2. Белоусов А.И. Конструктивные и силовые схемы турбомашин двигателей летательных аппаратов: Учебное пособие.- Куйбышев: КуАИ, 1988.- 92 с.
3. Тихонов Г.Ю. Автоматизация проектирования и оптимизация конструкций полочных бандажей рабочих колёс авиационных газовых турбин: Автореферат диссертации на соискание уч. степ. канд. технич. наук.- Самара: СГАУ, 2001.- 16 с.

10-я Международная научно-техническая конференция "ТЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

НЕУСТОЙЧИВЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА С ПРЕДВКЛЮЧЕННЫМ ШНЕКОМ

UNSTABLE MODES OF THE CENTRIFUGAL PUMP WITH BOOSTER

ВИТОШКИН Анатолий Алексеевич, к.т.н.,
главный эксперт по насосному и турбонасосному оборудованию,
ЯРОСЛАВЦЕВ Сергей Владимирович, к.т.н., начальник отдела,
ДЕДОВ Сергей Алексеевич, начальник группы,
ДП «Турбонасос» ФГУП КБХА, г. Воронеж, Россия.

Abstract. The various freelance situations arising at operation of the unified one mode centrifugal pump with booster in structure of multimode installation are considered. The pressure pulsation analysis in postworm area and hydroblows sizes arising on cavitation is carried out. The recommendations concerning the operation of the considered pump type in structure of installations equipped with automatic control systems are summarized.

При проектировании технологических линий выбор насосного оборудования, как правило, проводится по номинальному значению параметров. Практически же параметры технологического процесса поддерживаются в каких-то пределах, что обуславливает работу насосного оборудования в определенных этими пределами переменных режимах. Иногда эти пределы значительны и оборудование может попадать в условия, при которых не может обеспечиваться заданная работоспособность.

Иногда регулирование проводится за счет изменения частоты вращения роторов, иногда за счет изменения сопротивления магистралей.

Таким образом, при проектировании и отработке насосного оборудования необходимо учитывать предельные режимы работы, в которых может оказаться насос, работающий в конкретной технологической линии.

Аналогичная ситуация возникает при унификации существующего оборудования и использовании одnoreжимных насосов в многорежимных установках. Актуальность данной работы продиктована тем, что отличительной особенностью использования подобных насосов в установках, ос-

нащенных системами автоматизированного управления, является функционирование на неустойчивых режимах работы на низких частотах вращения и частотах близких к резонансным (при запуске и выключении).

Для повышения кавитационных качеств центробежных насосов в технике широко применяют предвключенную осевую ступень (шнек). Для выкачивания жидкости из колодцев, заглубленных емкостей часто используют центробежные насосы со следующей конструктивной схемой: насос погружен в перекачиваемую жидкость (колодец, резервуар), а приводной электродвигатель располагают над колодцем, резервуаром. В этом случае крутящий момент от двигателя к насосу осуществляется через валопровод, длина которого иногда достигает нескольких метров, и обеспечение надежной работы такого валопровода часто ограничивает ресурс работы агрегата.

Для обеспечения работы валопровода можно применить несколько видоизмененную конструктивную схему: в жидкость погрузить только предвключенную осевую ступень (шнек), а насос с электродвигателем установить наверху. В этом случае резко снижается мощность, передаваемая валопроводом (обычно мощность осевой ступени составляет 10-15% от мощности агрегата, т.к. осевая ступень обеспечивает только подачу жидкости до центробежной ступени), что должно было повысить надежность работы агрегата.

Очевидно, что если в единой шнекоцентробежной ступени гидравлические пульсационные нагрузки, вызванные несогласованностью между осевой и центробежной ступенью, воспринимались единой конструкцией, то появление отдельных агрегатов, каждого на своих опорах и довольно протяженного гидравлического тракта между ними, привело к тому, что критическим элементом оказались опоры шнековой ступени. Так, например, если гидроудар от резкого перекрытия напорной магистрали воспринимается шнекоцентробежным насосом как резкое изменение крутящего момента, то для осевой ступени это приводит к ударной осевой нагрузке на опоры этой ступени.

В осевые нагрузки на опоры преобразуются и пульсации давления, которые возникают при несогласованных режимах работы осевой и центробежной ступенями, кавитационные процессы, которые могут развиваться в трубопроводе между шнеком, центробежным колесом и сетью.

В ДП «Турбонасос» был разработан агрегат ПВН750/34, предназначенный для перекачки технической воды с температурой до 60°C и с содержанием твердых частиц до 10 г/л. Схема агрегата представлена на рисунке 1.

Номинальная частота вращения $n=1300$ об/мин;

Наружный диаметр крыльчатки $D_2=450$ мм;

Число лопаток крыльчатки $z=7$;

Наружный диаметр шнека $D_2=297$ мм;

Число лопаток шнека $z=5$.

Агрегат эксплуатируется в составе установки вакуумирования стали с переменными настройками по уровню воды в откачиваемом бассейне и подаче. Частота вращения ротора является управляющим параметром системы автоматического управления контроля (САУК).

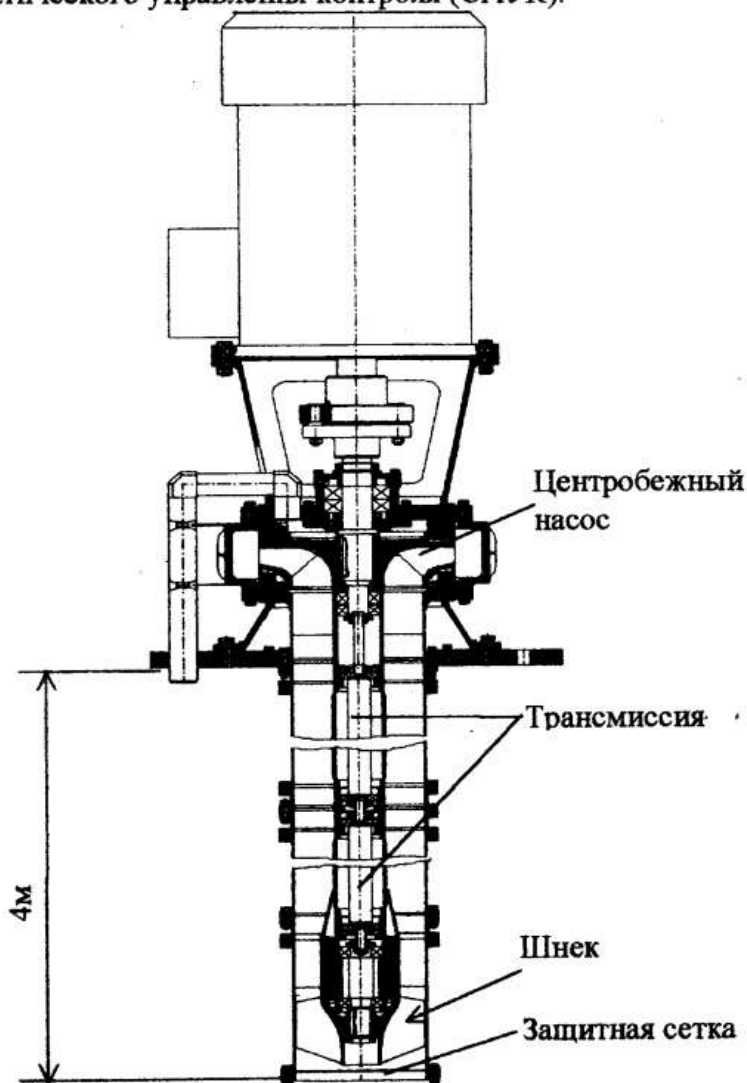


Рисунок 1 - Конструктивная схема агрегата

В соответствии с контрактом три агрегата ПВН750.34 были поставлены и смонтированы у Заказчика для работы в составе установки. Все три агрегата после наработки ≈ 500 часов вышли из строя из-за разрушения упорного подшипника шнекового насоса. По характеру разрушения можно было предположить наличие ударной осевой нагрузки.

Расчетный анализ версий разрушения

Для анализа были приняты следующие версии выхода из строя радиально-упорных подшипников:

1. Низкий запас по критическим частотам вращения (резонансные явления в опорах)
2. Превышение нагрузок на опоры, снижающее требуемую долговечность:
 - 2.1. Повышенный дисбаланс масс ротора;
 - 2.2. Повышение нагрузок, как следствие гидроудара:
 - 2.2.1. Схлопывание каверны, полученной при захвате газовой фазы, обусловленном зыбью в барометрическом устройстве;
 - 2.2.2. Схлопывание каверны, полученной в результате паровой кавитации;
 - 2.2.3. Схлопывание каверны, полученной в результате разрывной кавитации.

Результаты расчета коэффициентов запаса прочности разрушенной материальной части

На одном насосе отмечено усталостное разрушение входной защитной сетки. Также имело место смятие шлицев рессоры и вала трансмиссии со стороны шнека.

Защитная сетка из стальной проволоки $d = 3$ мм при равномерно распределенной нагрузке разрывается при перепаде давления $\Delta P = 5,2$ кгс/см² (сосредоточенная сила $q = 4300$ кгс). Сварной шов отрывается при перепаде давления $\Delta P = 20,4$ кгс/см² (сосредоточенная сила $q = 4800$ кгс).

Полученные значения соответствуют результатам расчета гидроударных явлений.

Расчет рессор на кручение и шлицов на смятие при проектировании проводился на потребляемую мощность шнека $N_{\text{шн}} = 30$ кВт, $\sigma_{\text{см}} = 172$ кгс/см. После разрушения подшипников и заклинивания шнека все рессоры воспринимают потребляемую мощность электродвигателя $N_{\text{де}} = 200$ кВт и напряжение в рессорах бустера и трансмиссии будут $\sigma_{\text{см}} = 10818$ кгс/см, что превосходит допустимое напряжение смятия в 6,35 раза.

После проведения анализа были заменены шарикоподшипники на роликовые, имеющие на порядок большую грузоподъемность, и улучшена защита узлов подшипника от попадания воды.

Результаты расчета резонансных колебаний трансмиссии

Расчетный анализ динамического состояния участка агрегата ПВН750.34 показывает:

1. КЧВ первой формы колебания всей роторной системы

$$n = 2250 \text{ об/мин.}$$

Данная критическая частота находится вне диапазона рабочих частот вращения, поэтому не может являться причиной разрушения подшипников.

2. Максимальное значение амплитуды колебания вала $y = 0,096$ мм не превышает зазора между пнеком и корпусом.
3. Собственная частота первой формы изгибных колебаний бустера с трансмиссией при условии
 - а) жесткого заземления на плите

$$f_1 = 11,9 \text{ Гц (716 об/мин),}$$

$$f_2 = 81,17 \text{ Гц (4870 об/мин),}$$

- б) с учетом податливости заземления

$$f_1 = 7,6 \text{ Гц (457 об/мин),}$$

$$f_2 = 61,9 \text{ Гц (3718 об/мин),}$$

- в) с учетом податливости заземления и массы электродвигателя

$$f_1 = 6,58 \text{ Гц (395 об/мин),}$$

$$f_2 = 18,9 \text{ Гц (1135 об/мин).}$$

Форма колебания показывает, что максимальное перемещение агрегата ПВН750.34 имеет на конце консольного участка агрегата ПВН750.34. Таким образом, на частотах вращения от 457 об/мин до 1135 об/мин могут возникнуть резонансные явления, приводящее к разрушению как отдельных элементов конструкции (в частности подшипников), так и участка агрегата ПВН750.34 в целом. Возбуждающей силой при этом является центробежная сила от неуравновешенности ротора с частотой воздействия равной частоте вращения ротора (≈ 716 об/мин) и силой воздействия, передающейся через опоры $Q = 345$ кГс.

4. Для устранения резонансного явления необходимо ужесточить внешний корпус (трубу) агрегата ПВН750.34 за счет оребрения трубы и введения жестких растяжек. Рекомендовано быстрое прохождение опасного диапазона частот вращения.

Результаты расчета условий возникновения паровой кавитации

Согласно требованиям ТЗ, перекачиваемая среда – жидкость с температурой $\leq 60^\circ \text{C}$.

На рисунке 2 приведена зависимость температуры, соответствующей началу паровой кавитации в центробежном насосе агрегата ПВН750/34, от частоты вращения для различных значений подачи [1].

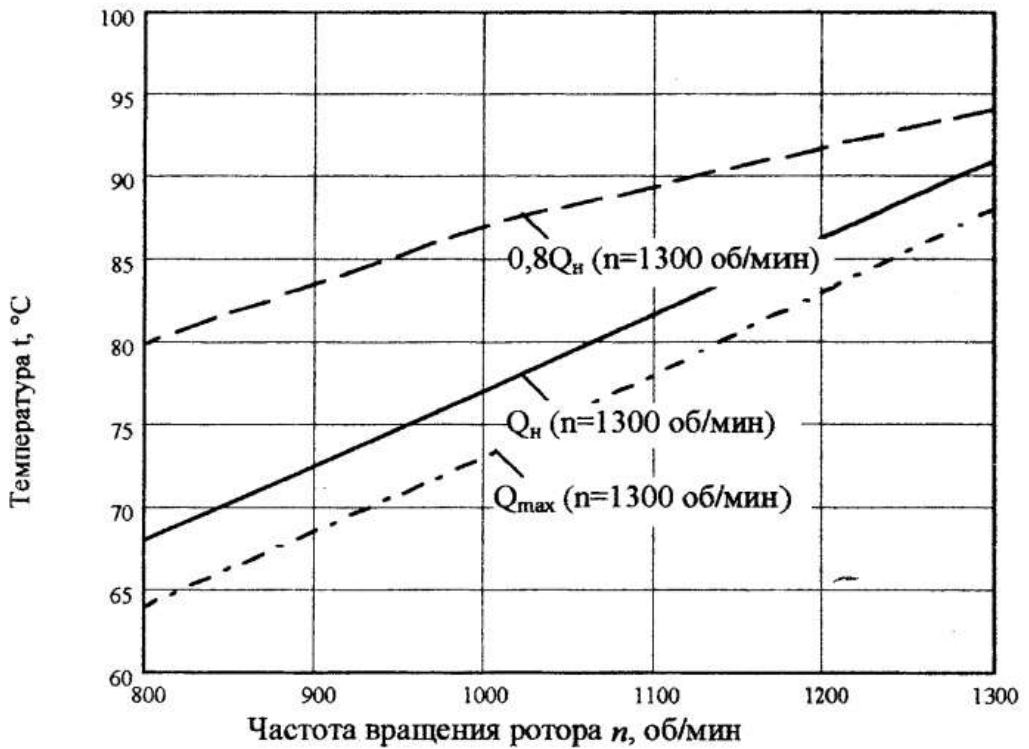


Рисунок 2 – Зависимость температуры, соответствующей началу паровой кавитации в центробежном насосе агрегата ПВН750.34, от частоты вращения ротора (Q_n – номинальная подача для номинальной частоты вращения $n=1300$ об/мин)

Как показывает анализ (рисунок 2) при работе установки на расчетных режимах явления возникновения паровой кавитации не возможно.

Результаты расчета условий возникновения разрывной кавитации

При исследовании явления возникновения разрывной кавитации в насосе была рассмотрена следующая последовательность развития событий:

1. Работа агрегата проходит при вдуве пара в смежный приёмный колодец, что может приводить к насыщению паром перекачиваемой жидкости.
2. Работа установки происходит на пониженном режиме (по частоте вращения и уровню).
3. Напорность шнека при этом может оказаться недостаточной для бескавитационной работы центробежной ступени (из-за насыщения перекачиваемой жидкости паром). При этом неизбежно появляется разрыв потока с образованием паровой каверны, что приводит к пульсационному режиму работы, сопровождающегося гидроударами.

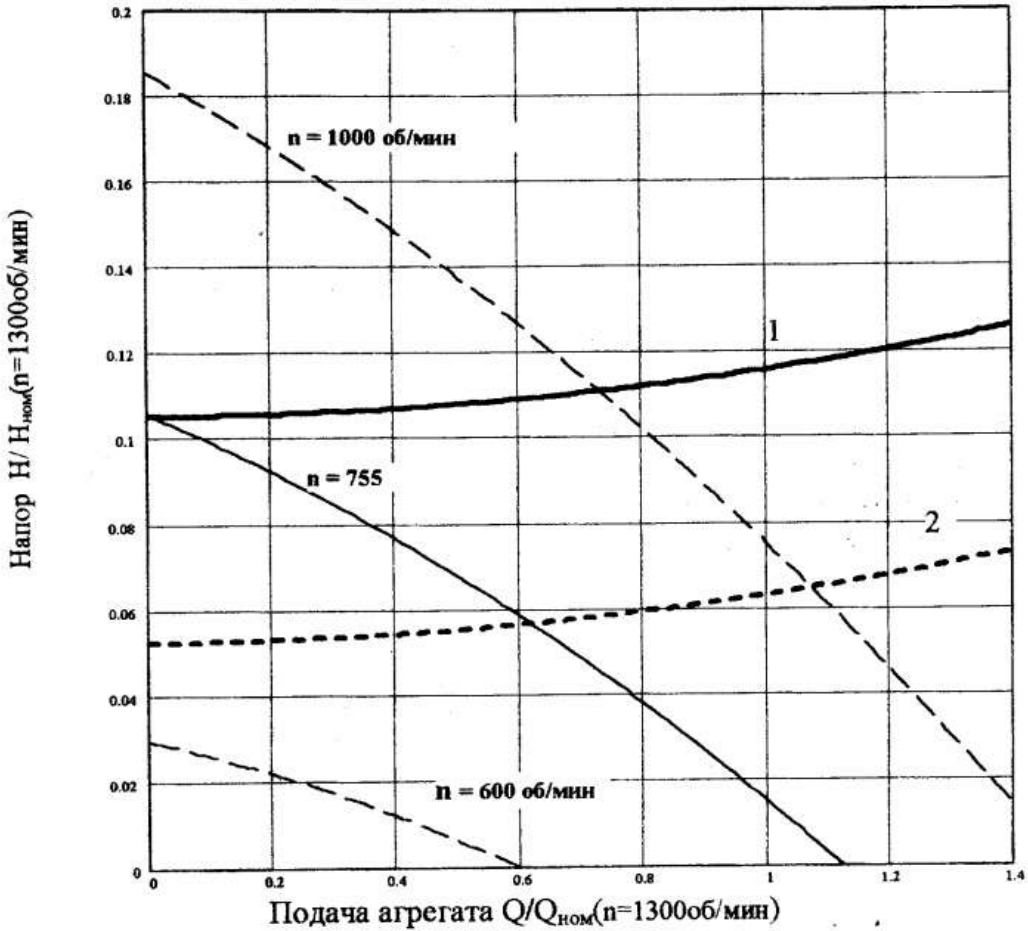


Рисунок 3 – Напорные характеристики предварительной ступени агрегата ПВН750.34 для различных частот вращения ротора

- 1 – Характеристика сети предварительной ступени агрегата при минимальном уровне жидкости в барометрическом устройстве
 2 – Характеристика сети предварительной ступени агрегата при среднем уровне жидкости в барометрическом устройстве

Как показывает анализ, недопустимыми являются режимы по оборотам $n \leq 755$ об/мин (см рис. 3) или по подаче $Q \leq 0,32$ (где Q_n – номинальная подача для данной частоты вращения) [2].

Величина гидроудара составляет $\Delta P \approx 42$ кГс/см².

Величина осевой силы составляет $F_a \approx 19500$ кГс.

Результаты расчета условий работы на двухфазной среде

При работе установки на пониженных режимах зафиксированы волны (зыбь) в барометрическом устройстве с амплитудой ± 30 см. Уровень жидкости в бассейне измеряется ультразвуковым датчиком с большой точностью, но в логику системы было заложено не только поддержание определенного уровня, но и скорость наполнения бассейна, т.е. скорость изменения уровня, чтобы система успела среагировать на быстрое наполнение бассейна и не допустить переполнения бассейна. На наличие волн система отреагировала как на быстрое наполнение, и, несмотря на низкий уровень, вывела насосы на форсированный режим, что привело к падению уровня до заборного патрубка. В такой ситуации происходит обнажение среза заборного патрубка и захват газа на входе. При этом возникает разрыв потока с образованием каверны, последующим схлопыванием ее, которое сопровождается гидроударом.

Величина гидроудара в этом случае составляет $\Delta P \approx 24$ кгс/см².

Величина осевой силы составляет $F_a \approx 9500$ кгс.

Анализ пульсаций давления в зашнековой области

На гидростенде ДП ТН были проведены испытания агрегата ПВН750/34 с замером пульсации давления в зашнековой области.

Пульсации давления исследовались в диапазоне по частоте вращения ротора от $n_{ном} = 1300$ об/мин до 600 об/мин с шагом 100 об/мин на подобных режимах по подаче ($Q/n = \text{const}$), соответствующих $0,7Q_n$, Q_n , $1,3Q_n$ (Q_n — номинальная подача для данной частоты вращения). Параметры максимальных по величине пульсаций давления для каждого режима приведены в таблице 1.

Анализ результатов показывает, что для частот вращения $n = 1300$ об/мин, 1200 об/мин, 900 об/мин, 700 об/мин частота, соответствующая первому пульсационному максимуму определяется как

$$n_n' = n_p \cdot z_{ш} \cdot k,$$

где $z_{ш} = 5$ — число лопаток шнека, $k = 1$ или 2 , что соответствует разложению колебаний в гармонический ряд.

Однако, для частот вращения $n = 600$ об/мин, 800 об/мин, 1000 об/мин и 1100 об/мин первый максимум возникает на низких частотах $n_n = 2 \div 3,5$ Гц. Такие частоты могут быть связаны с кавитационными явлениями. Однако, как видно из таблицы, с увеличением подачи (что соответствует увеличению скорости движения жидкости и уменьшению напора шнека) низкочастотные пульсационные максимумы пропадают.

С понижением частоты вращения ротора, величины пульсаций давления в целом уменьшаются, однако это уменьшение не является монотонным.

Таблица 1

Частота вращения ротора, n_p об/мин (Гц)	Пульсации давления					
	$0,7Q_n$		Q_n		$1,3Q_n$	
	n_{np} Гц	A , кгс/см ²	n_{np} Гц	A , кгс/см ²	n_{np} Гц	A , кгс/см ²
1300 (21,67)	108	0,178	108	0,166	108	0,276
1200 (20)	100	0,121	199	0,17	100	0,21
1100 (18,33)	182	0,0925	2	0,0988	91	0,188
1000 (16,67)	2	0,0957	166	0,0988	83	0,189
900 (15)	75	0,0824	149,5	0,0976	75	0,169
800 (13,33)	2	0,0763	3	0,0906	66,5	0,107
700 (11,67)	58	0,0357	116	0,0609	58	0,15
600 (10)	3,5	0,0135	3	0,0339	50	0,0649

Рассматриваемые пульсации создают дополнительные осевые усилия на подшипниковые опоры бустера, что необходимо учитывать на этапе проектирования.

Как показывают результаты расчетов, причиной разрушения радиально-упорных подшипников является осевая сила, повышенная величина которой обусловлена последствиями гидроудара в насосе. В свою очередь гидроудар вызван схлопыванием паровой каверны, природа появления которой различна, но с одинаковыми последствиями.

Для определения местоположения схлопывающейся каверны и первопричины её образования (появления) необходимо проведение дополнительного трудоемкого анализа, заключающегося в переборке всего насосного агрегата, а также наличие зависимостей измеренных параметров установки по времени (циклограммы работы и настройки системы управления).

Были заменены шарикоподшипники на роликовые, имеющие на порядок большую грузоподъемность, и улучшена защита узлов подшипника от попадания воды. Загрублена система измерения уровня в бассейне и продублирована. После этого насосы наработали уже свыше 2500 часов без замечаний.

Выводы

В конструкции центробежных насосов с вынесенной осевой ступенью на собственных опорах критичной для работоспособности являются опоры осевой ступени при прохождении гидроударов при паровой и разрывной кавитации.

Влияние пульсации давления в зашнековой области также необходимо учитывать, т.к. они снижают ресурс работы опор.

При использовании подобных агрегатов в составе многорежимных установок, необходимо проводить не только согласование работы агрегата с сетью, но и согласование работы каждой ступени со своей сетью, а также с системой управления, что в свою очередь накладывает ограничения на циклограмму запуска, законы регулирования и требуют соответствующей оптимизации пневмогидравлической схемы установки.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Валюхов С.Г., Ярославцев С.В., Дедов С.А., Брюнеткина О.С., Бобкова И.И., Крестинин А.В. Методика поверочного гидравлического расчета и построения рабочих характеристик центробежных пульповых и песковых насосов, Отчет по НИР 2/2000, Воронеж, ВГТУ, 2000, 79 л.
2. Башта Т.М., Руднев С.С. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982, 423 с.

10-я Международная научно-техническая конференция "ГЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ В УСТАНОВКЕ ПО ПЕРЕКАЧКЕ ОТВАЛЬНЫХ ХВОСТОВ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

MODELING AND MANAGEMENT OF DYNAMIC PROCESSES IN INSTALLATION ON SWAPPING RESIDUAL OF TAILS OF METALLURGICAL MANUFACTURE

МОРОЗОВ Геннадий Александрович, начальник группы,
ЯРОСЛАВЦЕВ Сергей Владимирович, к.т.н., начальник отдела,
ДП «Турбонасос» ФГУП КБХА, г. Воронеж, Россия.

***Abstract.** The purpose of given clause is the development of mathematical models of physical processes, and also laws of regulation in systems of automatic control of installations on transitive modes of operations ensuring their optimization.*

Перспективными разработками в рамках конверсии предприятия являются энергетические гидромеханические установки, используемые на горно-обогатительных фабриках для и транспортировки измельченных рудных материалов (пневмогидравлическая схема установки СПОХ800 представлена на рис. 1).

Установка СПОХ800 имеет в своем составе агрегаты автоматики с электрогидравлическими приводами и построена на основе электронасосного агрегата. Электронасосный агрегат (ЭНА) оснащен гидромурфтой с целью регулирования частоты вращения. Современному научно-техническому уровню разработок данного класса установок соответствуют построенные по иерархическому принципу электронные системы автоматического управления и контроля (САУК). Поэтому на данном этапе весьма важным аспектом является теоретическое обоснование используемых подходов к построению математического обеспечения подобных САУК.

Целью данной статьи является разработка математических моделей физических процессов, а также законов регулирования в системе автоматического управления установки на переходных режимах работы, обеспечивающих их оптимизацию.

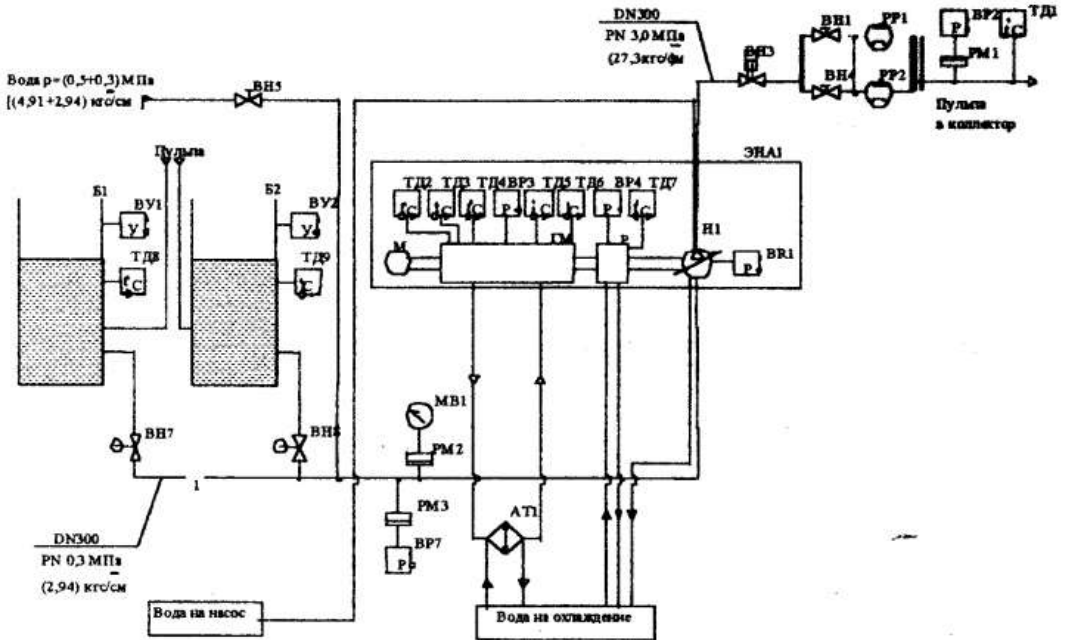


Рисунок 1 - Схема пневмогидравлическая принципиальная установки СПОХ800

Актуальность проблемы связана с отсутствием в отрасли инженерных методик расчета и анализа экспериментальных данных, полученных по результатам статистической обработки результатов испытаний, а также отсутствием законов регулирования САУК для данного типа энергетических систем, максимально учитывающих характерные нелинейные особенности физических процессов.

Математическая модель переходных процессов

Модель строится по агрегативному принципу, т. е. на основе модулей, описывающих характерные процессы в узлах и агрегатах установки с использованием эмпирических коэффициентов, полученных по результатам статистической обработки экспериментальных данных.

При разработке математической модели переходных процессов приняты следующие допущения: динамика электрических процессов в ЭНА, диффузионных и процессов перемешивания в зумпфе, гидравлических процессов в магистрали подачи суспензии в ЗУМПФ не учитывается; возмущения по расходу суспензии в ЗУМПФ составляют от $-37,4\%$ до $+12,5\%$ от номинального значения; возмущения по линейному напряжению электропитания на входе установки изменяются в пределах $\pm 15\%$ от номинального значения (оборудование эксплуатируется в условиях промышленных помех), помехи в канале измерения уровня суспензии в ЗУМПФ и в канале измерения расхода суспензии через ЭНА отсутствуют. Суспензия руд – ньютоновская, несжимаемая жидкость с плотностью, равной плотно-

сти гидросмеси, и кинематической вязкостью, определяемой по формуле: $\mu = \mu_0 \cdot (1 - \beta)^{2,8}$, где μ_0 – кинематическая вязкость воды, β – объемное содержание твердого в смеси.

Отдельные агрегаты имеют следующие характеристики.

Пульповый насос. На входе в насос допускаемое абсолютное давление не должно быть менее 0,112 МПа (1,12 кгс/см²). Гидравлический КПД насоса определяется на основании статистической обработки результатов гидравлических испытаний насоса-прототипа. Гидравлический расчет рабочих характеристик проводится для воды, затем осуществляется пересчет параметров насоса на перекачиваемую гидросмесь. Изменение ширины лопасти в меридиональном сечении от v_1 до v_2 в расчете принимается линейным. Потери мощности на трение в подшипниках и сальниковых уплотнениях насоса оцениваются в 1–2 % от потребляемой мощности насоса.

Асинхронный электродвигатель привода насоса. Нерегулируемый.

Гидромуфта. Регулирование режимов осуществляется путем изменения степени заполнения гидромуфты рабочей жидкостью по заданному закону.

Зумпф (приемочное устройство для суспензии). Смесь в зумпфе распределена равномерно, с одинаковой плотностью по объему.

Пульпопровод. Длина до 15 км. Течение несжимаемой жидкости по жесткой трубе.

Математические модели процессов регулирования в системе разделения суспензии руд

При разработке моделей приняты следующие допущения: процессы регулирования рассматриваются в рамках концепции возмущенно-невозмущенного движения Ляпунова, допускается максимально возможное упрощение описания процессов при сохранении наиболее существенных особенностей физических явлений – нелинейностей статических характеристик узлов и агрегатов.

В качестве переменных состояния (фазовых координат) x и управления u приняты относительные отклонения от номинальных значений. Относительные отклонения получены разложением в ряд Тейлора исходных уравнений, описывающих физические процессы.

Нелинейная модель объекта управления

Нелинейную модель получаем путем отбрасывания всех членов ряда Тейлора выше квадратичных. Принимая значения величин p_0, p_1, p_2 равными нулю, получаем на основе гипотезы линеаризации линейную модель динамики объекта управления.

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= A_{1,1} \cdot x_1 + A_{1,2} \cdot x_2 + B_1 \cdot (p_0 \cdot x_2^2 + (1 + p_1 \cdot x_2) \cdot u + p_2 \cdot u^2), \\ \dot{x}_2 &= A_{2,1} \cdot x_1 + W \cdot v, \\ y_1 &= C_1 \cdot x_1, \\ y_2 &= C_2 \cdot x_2. \end{aligned} \right\}$$

Синтез нелинейного регулятора уровня суспензии в зумпфе методом алгоритмического конструирования

В соответствии с методикой, предложенной в работе [2], закон управления нелинейного квазиоптимального регулятора будет иметь следующий вид:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{n_1 \cdot \omega_{\max} \cdot (R^{-1} \cdot b_2 \cdot (k_{21} \cdot x_1 + k_{22} \cdot x_2) + p_0 \cdot x_2^2 + (1 + p_1 \cdot x_2) \cdot u + p_2 \cdot u^2)}{1 + p_1 \cdot x_2 + 2 \cdot p_2 \cdot u}$$

Для рассматриваемого контура регулирования (скалярное управление) решение задачи сводится к структурной схеме, представленной на рис. 2.

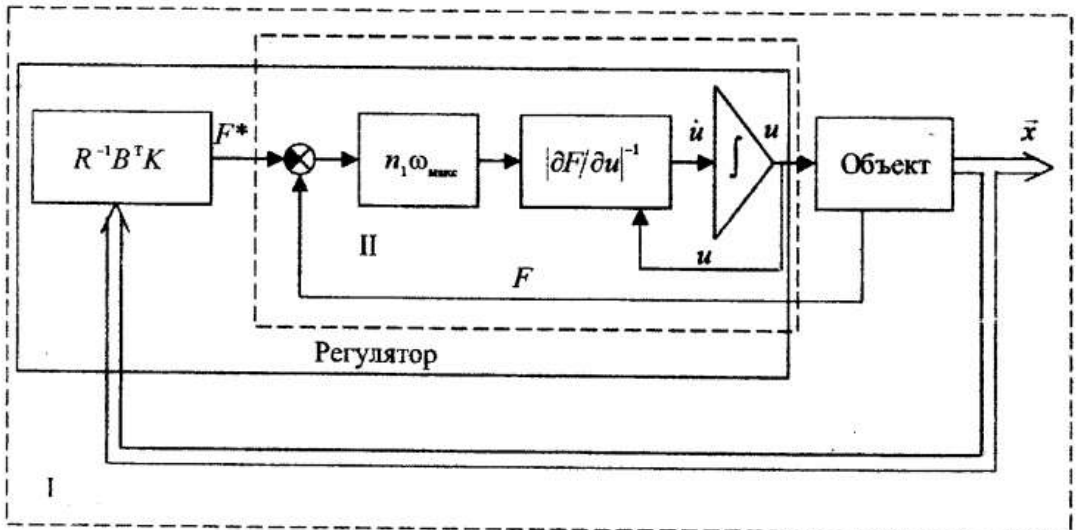


Рисунок 2 - Структурная схема замкнутой нелинейной системы регулирования

Расчетно-экспериментальное исследование характеристик цифрового контура регулирования уровня компонента в приемочном устройстве

На рис. 3 представлена регулировочная характеристика установки по перекачке отвальных хвостов, для различных уровней суспензии в ЗУМП-Фе. Эта характеристика используется для настройки системы на стационарных режимах.

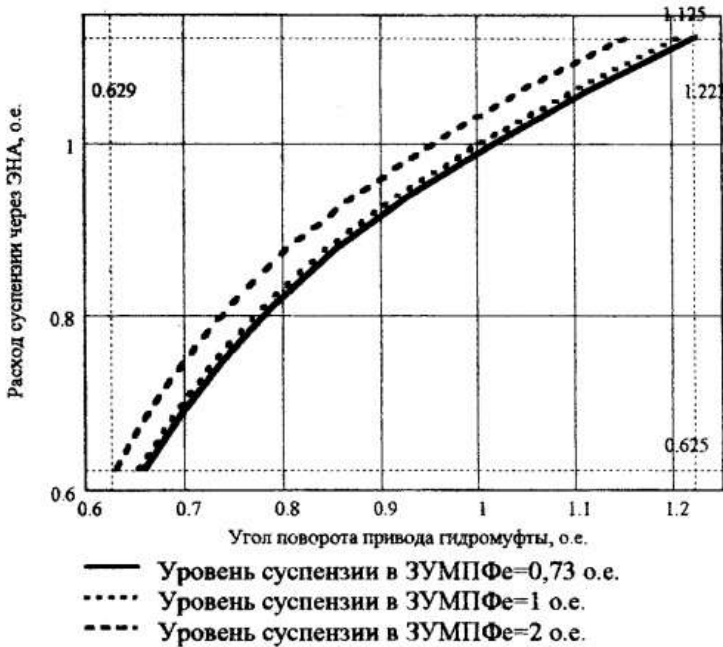


Рисунок 3 - Регулировочная характеристика установки по разделению суспензии руд

Исследование динамических характеристик регуляторов на имитационном стенде

В табл. 1 представлены максимальные и минимальные значения величины постоянного возмущения, при котором выполняются требования технического задания для каждого конкретного типа регуляторов (для рассматриваемой схемы регулирования параметров номинального режима).

Границы значений величины возмущения определяется допустимым уровнем суспензии в ЗУМПФе.

Таблица 1 – Границы значений величин возмущения

Тип регулятора	Значение величины возмущения	Массовый расход суспензии в ЗУМПФ, % от номинального	
		Min	Max
По статическим связям		98,5	110,3
Оптимальный линейный		96	112
Квазиоптимальный нелинейный		96,2	112,8
Предельный нелинейный		95,2	123,7

На рис. 4 представлены переходные процессы в системе по уровню суспензии в ЗУМПФе для оптимального линейного и квазиоптимального нелинейного регуляторов. Величина возмущения принята $-1,5\%$ и $+10,3\%$ от номинального значения.

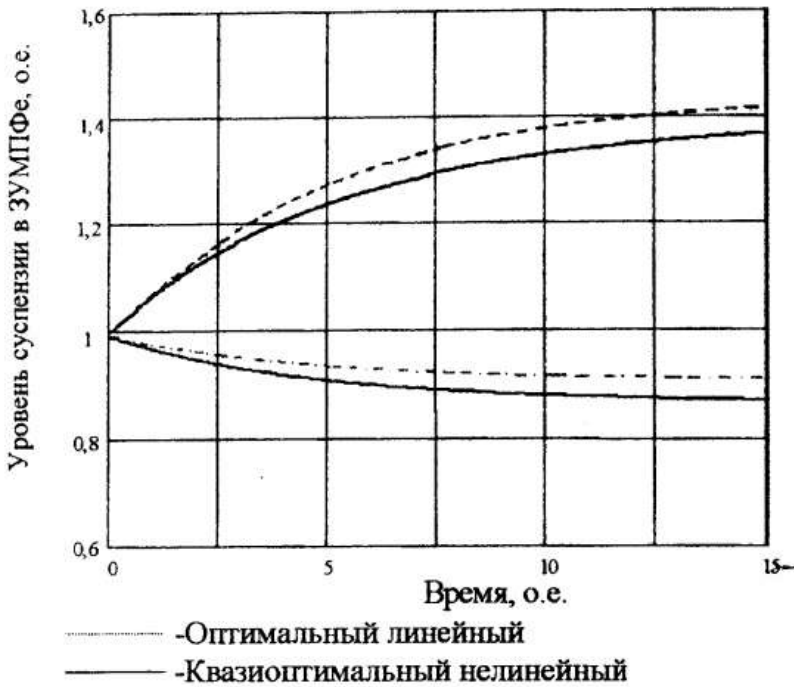


Рисунок 4 – Переходные процессы по уровню при наличии возмущения

В табл. 2 представлены характеристики оценки качества переходного процесса при одинаковых значениях суммарных величин постоянных возмущений, при которых выполняются требования технического задания для всех типов регуляторов.

Таблица 2 – Показатели качества переходных процессов

Показатели качества Тип регулятора	Статическая ошибка, % от номинала		Время переходного процесса, о.е.	
	Мин. воз- мущение	Макс. воз- мущение	Мин. воз- мущение	Макс. воз- мущение
По статическим связям	-26	100	6,8	23,7
Оптимальный линейный	-10,3	40	3,7	19,3
Квазиоптималь- ный нелинейный	-10,8	37,7	3,5	17,4
Предельный нелинейный	-0,5	1,9	1,6	20

Как показывает анализ полученных данных (табл. 1), квазиоптимальный нелинейный регулятор имеет диапазон парирования возмущений в статике на % больше, чем используемый в настоящее время.

Научной новизной является то, что модели и законы управления разработаны на основе обобщения опыта и подходов, накопленных в процессе проектирования и испытаний жидкостных ракетных и газотурбинных двигателей, а также турбодетандерных энергоустановок.

Выводы

1. Как показывает анализ полученных данных (табл. 2), квазиоптимальный нелинейный регулятор имеет приемлемые показатели качества процессов регулирования и превосходит используемые в настоящее время в составе действующих установок регуляторы по своим показателям качества:
 - времени переходного процесса – на 10–100 %;
 - статической ошибке – на 5–230 %;
 - отсутствию перерегулирования.
2. Степень достоверности и обоснованности результатов расчетов на стационарных режимах обеспечивается точностью совпадения с экспериментальными данными 3–5 %.
3. Степень достоверности и обоснованности результатов расчетов на переходных режимах обеспечивается точностью совпадения с экспериментальными данными 10–15 %.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Шевяков А.А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок. М.: Машиностроение, 1965.
2. Ярославцев С.В. Метод алгоритмического конструирования оптимальных регуляторов нелинейных систем по принципу обобщенных управляющих сил. /Механика в авиации и космонавтике. Отв. ред. С. В. Челомей. М.: Машиностроение, 1995.
3. Эскизный проект. Пояснительная записка. СПОХ800.00-00.001ПЗ.
4. Ярославцев С.В. Моделирование и оптимизация переходных процессов в системе разделения суспензии руд. /Научно-технический юбилейный сборник. КБ химавтоматики – ИПФ «Воронеж», 2001.

10-я Международная научно-техническая конференция "ТЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

ВОПРОСЫ ПОДГОТОВКИ ПРОИЗВОДСТВА ПРИ ОСВОЕНИИ ВЫПУСКА МНОГОНОМЕНКЛАТУРНОГО НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

QUESTIONS OF PREPARATION OF MANUFACTURE AT DEVELOPMENT OF RELEASE OF THE MULTINOMENCLATURE PUMP EQUIPMENT

ПОВЕКВЕЧНЫХ Сергей Алексеевич, референт директора,
КРЮКОВ Валерий Сергеевич, зам. главного инженера,
ДП «Турбонасос» ФГУП КБХА, г. Воронеж, Россия,

СУХОЧЕВ Геннадий Алексеевич, к.т.н., доцент кафедры «Производство,
ремонт и эксплуатация машин», ВГЛТА, г. Воронеж, Россия.

Abstract. In clause the questions of preparation of manufacture are in detail considered at development of release of the multinomenclature pump equipment, volume number: designing of technological processes on all stages of manufacture, maintenance of adaptability to manufacture, creation of means of the automated designing, means of equipment, progressive processes for the combined processing of surfaces.

Подготовка производства, как совокупность работ и мероприятий, обеспечивающих технологическую готовность производства к выпуску изделий, является составной частью системы технологического обеспечения разработки и постановки на производство изделий.

Задачей технологической подготовки производства (ТПП) является создание и внедрение прогрессивных технологий [1], обеспечивающих предприятиям изготовление конкурентно способной продукции в установленных объемах, в заданные сроки и при оптимальных затратах в соответствии с конструкторской, технологической и нормативно-технической документацией, установленными технико-экономическими показателями, в том числе показателями качества и надежности.

В состав основных задач управления ТПП изделий входят:

- установление номенклатуры и исполнителей работ;
- определение и обоснование объемов и сроков выполнения работ;

- своевременное выявление отклонений фактических показателей выполнения работ от плановых;
- формирование информации о характере и причинах указанных отклонений и принятие на ее основе оперативных управляющих воздействий.

При разработке систем технологической подготовки многономенклатурного насосного производства следует принимать во внимание большое количество взаимосвязанных подсистем: проектирования технологических процессов по всем стадиям производства, отработки технологичности, создание средств автоматизированного проектирования, средств оснащения и другое. Структурирование системы строится на принципах достаточности информации для обеспечения выпуска всей номенклатуры изделий и отсутствия избыточности, т.е. информации, которая не будет востребована в настоящее время. В общем виде описать систему можно через формализацию связей, объединяющих все свойства объекта [2].

При расчетах следует учитывать ограничения внешнего плана, регламентируемые заказчиком, ГОСТами, руководящими материалами, техническим заданием или техническими требованиями и характеристиками.

Уровень полученного решения можно оценить по целевой функции

$$Y = f(R_{тип} - R_{инд}) \rightarrow K$$

где $R_{тип}$ - типовое решение,
 $R_{инд}$ - индивидуальное решение,
 K - критерий.

Это может быть наиболее значимый технический показатель, как безотказность, или экономический (минимум себестоимости).

Для решения поставленных задач использовались методы исследования операций, предполагающие, что объект обладает свойствами системы. Известно, что каждая система Σ описывается совокупностью параметров: моментов времени T ; состояний системы X ; значений входных V воздействий и выходных W параметров в каждый момент времени, соответствующим множествам (λ, r) ; функциональными связями между воздействиями, величинами и состояниями системы φ, ψ .

$$\Sigma = \{T, X, V, W, \lambda, r, \varphi, \psi\}$$

В систему входят как типовые, так и индивидуальные решения. Задача здесь инвариантна, при этом число возможных решений чрезвычайно велико. Для решения задачи автоматизации ТПП граф может быть представлен в виде непересекающихся множеств [3]. Эта система также инвариантна, т. к. может охватывать как все объекты, так и их часть, расширяя область использования автоматизированной системы поэтапно. Переход от одного события к другому может проходить последовательно с анализом всех этапов или некоторой их части. При использовании стандартных технических средств эти этапы не рассматриваются. В общем виде технологическое решение выбора системы ТПП может выглядеть следующим образом

$$r = (r_{u1} r_{u2} \dots r_{un}; r_{i1} r_{i2} \dots r_{in}),$$

где r_{ui} - множество частных индивидуальных решений,
 r_{ii} - множество частных типовых решений.

Соотношение r_{ui} , r_{ii} определяется для конкретных этапов построения системы путем присвоения наименований (применение имеющейся машинной базы или создание новой, использование стандартных или индивидуальных программ и др.).

Условием решения задачи является возможность использования на входе в множества упорядоченных пар r_u и r_i , из которых с помощью функции отображения f выбираются те, которые отвечают требованиям системы. Такие решения не могут быть произвольными, они принадлежат множествам, учитывающим условия существования системы [3].

Анализ свойств системы ТПП показывает, что для ее практической реализации требуется постоянно решать ряд проблемных вопросов, одним из которых является отработка конструкции на технологичность.

Отработка конструкции изделий на технологичность, являясь одной из важнейших функций технологической подготовки производства, входит в общее понятие подготовки производства, так как процесс подготовки производства представляет собой особый вид деятельности, совмещающий выработку научно-технической информации с ее превращением в материальный объект - новую продукцию.

В некоторых случаях отработку конструкций изделий на технологичность рекомендуется проводить путем анализа конструкции изделия после разработки конструкторской документации, выработки замечаний и предложений по повышению технологичности и направления этих предложений разработчику конструкторской документации. Проработка регламентирована стандартами предприятия (СТП) и осуществляется специалистами цехов-изготовителей с момента закрепления и получения чертежа. Система и последовательность проработки, сложившиеся в объединении, следующие: изучение чертежей и технических требований; подбор информации по технологическим процессам аналогичных деталей других изделий; выбор типа заготовок; разработка замечаний и предложений по повышению технологичности технологами цехов с последующей проработкой их в службах (ОГМ, ОГТ, ОГК), утверждением у главного инженера и направлением разработчику для принятия решений; рассмотрение замечаний и предложений разработчиком на уровне начальников конструкторских групп, начальников техбюро и ведущих технологов.

Не отрицая определенную полезность отработки конструкции изделий на технологичность по этому методу, отметим, что внесение изменений в уже разработанную конструкцию - достаточно сложный и болезненный процесс. Проработка предложений по изменениям, переработка (в случае необходимости) конструкторской документации требуют определенных затрат ресурсов и времени. Даже при безусловном принятии предложений по изменениям они влекут за собой затраты времени, увеличение

цикла разработки и постановки продукции на производство. Кроме того, цеховые эксперты, проводя экспертизу конструкторской документации, рассматривают только возможность изготовления деталей, узлов, агрегатов, изделий в условиях данного производства. За сферой анализа технической документации остается рассмотрение возможности упрощения конструкции путем выбора других вариантов функциональных систем построения установок и систем, упрощения этих систем за счет ликвидации излишних звеньев и т. п.

Сосредоточение усилий по отработке конструкции изделий на стадиях проектирования является наиболее приемлемым и существенным методом исполнения этих работ. Более того, определенный объем работ по отработке конструкции на технологичность может быть вынесен на предпроектную стадию.

В данном случае на стадии формирования заявки на освоение продукции разработчик производит выбор изделия-аналога. Очевидно, что если выбраны принципиальные проектные параметры будущего изделия, т. е. выбраны параметры его качества и имеется статистика, отражающая опыт разработки, производства и эксплуатации изделий-аналогов, включая характеристики технологичности и стоимостные характеристики, то формально задача может быть сведена к разработке функционала, отражающего стоимость изделия через векторы проектных параметров с учетом ограничений, определяющих допустимое значение параметров будущего изделия. В экономике для этой цели широко используются функции Кобба-Дугласа, которые являются частными случаями степенных функций [4]:

$$S = K \sum_{j=1}^{m'} X_j^{\alpha} j,$$

где S - стоимость изделия; K - константа; X_j - j -я составляющая вектора технических параметров X ; α - константа, характеризующая вес затрат для достижения заданного значения j -й составляющей вектора качества; j - значение составляющей вектора качества; m' - число проектных параметров.

Важнейшим вопросом, который решается на данном этапе, является обоснование лимитной цены. При ее обосновании должно быть обеспечено относительное удешевление новой продукции для потребителя в расчете на единицу полезного эффекта по сравнению с изделием-аналогом.

Лимитная цена на новую продукцию:

$$Ц_n = C + П_n,$$

где C - себестоимость будущего изделия; $П_n$ - нормативная прибыль.

На рассматриваемой стадии нет достаточной информации по слагаемым, входящим в формулу лимитной цены. В этот период возможно лишь определение предварительного уровня себестоимости по удельным показателям материальных и трудовых затрат по группам или видам продукции

или функциям зависимости себестоимости от изменения параметров по аналогичным изделиям, полученным в результате соответствующей математической обработки статистических данных по изделиям-аналогам.

Нормативная прибыль определяется на основе отношения утвержденных по соответствующим группам продукции нормативов рентабельности к себестоимости за вычетом стоимости использованных сырья, топлива, энергии, материалов, полуфабрикатов и комплектующих изделий.

Экономическая обоснованность уровня лимитной цены должна обеспечивать снижение затрат потребителя на единицу полезного эффекта, она проверяется сопоставлением их с действующими ценами на базовые изделия с учетом изменений технико-экономических и социальных параметров. Внесение в заявку на разработку и производство лимитной цены в конечном итоге ограничивает затраты ресурсов при производстве будущего изделия, в том числе технологическую трудоемкость и материалоемкость - важнейшие показатели технологичности конструкции.

Наиболее сложным в настоящее время с точки зрения формализации инженерных знаний является направление, позволяющее автоматизировать технологическую подготовку производства [5]. Необходимость создания специализированной базы данных для инструментального хозяйства можно легко уяснить из анализа рис. 1, показывающего значительную номенклатуру специальных средств технологического оснащения в многономенклатурном насосном производстве.



Рисунок 1 - Соотношение степени конструктивной сложности продукции и доли оригинальных СТО в общем объеме оснастки: 1- энергоустановки и системы; 2-насосные установки и турбокомпрессоры; 3-электронасосные агрегаты; 4-запасные части и блоки

Разработка технологической подсистемы в этом случае позволит подготовить необходимый комплект технологической документации действующего инструментального производства для изготовления режущего инструмента на маршрутно-технологических картах с привязкой к имеющемуся оборудованию. Использование совокупности баз данных с двумерными файлами и реляционных баз данных позволяет составлять любые по сложности конкретные технологические процессы на основе типовых технологических процессов. Представителями вышеназванных технологических процессов являются процессы изготовления режущего инструмента в мелкосерийном производстве при широкой номенклатуре. Как пример можно рассмотреть составление технологического процесса изготовления резцов при взаимодействии двумерных и реляционных баз данных. Из двумерных баз данных выбираются параметры резца: тип, конструкция, его геометрические параметры и т.д.

Важно отметить, что все данные, в том числе и геометрическая модель, хранятся в единой базе данных и используются модулями системы на протяжении всего жизненного цикла изделия. Все это заносится в соответствующие поля реляционной базы данных, связанных между собой определенным образом. Далее ЭВМ производит компоновку технологического процесса, который выводится на просмотр оператору.

При необходимости изменения представленного технологического процесса, например, необходимость замены вида заготовки (точного литья на кованную), изменяют только подлежащее изменению поле. Изменяемые параметры выбираются из двумерных баз данных, как и при составлении технологического процесса. Если же их там нет, то всегда есть возможность внести необходимые данные простым редактированием этой базы данных. При этом происходит автоматическое изменение, связанных с ним и зависящих от него полей баз данных, на основе новых данных перестраивающих изменяемую часть технологического процесса. Отредактированный технологический процесс вносится под новым номером и именем в реляционную базу данных.

Реляционные базы данных, как архив технологических процессов, позволяют существенно экономить физический объем памяти на магнитных носителях, что является одной из насущных проблем современного хранения и использования баз данных (примером может служить скорость доступа к некоторым данным, т.е. скорость их поиска и получения). Это обеспечивается тем, что в реляционной базе данных поля связаны друг с другом и описание некоторого отдельного объекта присутствует только в одном месте, а ссылок на него может быть бесконечное множество. Например, для технологического процесса изготовления резцов с твердосплавными пластинками описание новой пластинки автоматически заносится в базу данных, и любой составляемый технологический процесс, в котором используется эта пластинка, будет иметь только ссылку на нее.

Использование двумерных баз данных в качестве вводных данных, а реляционных баз данных для хранения технологических процессов и быстрой их модификации, позволяет с малыми затратами времени составлять и адаптировать фактически любые технологические процессы в условиях серийных и мелкосерийных производств. Особенно это актуально для инструментального производства и производства оснастки.

Одной из основных частей системы автоматизированного проектирования любого назначения является информационное обеспечение. По информационным обеспечением САПР понимается информация, которая используется проектировщиками непосредственно для выработки проектных решений. Сюда относится информация о прототипах объектов, комплектующих изделиях, используемых материалах, о существующих типовых, стандартных и ранее принятых решениях, нормативно-справочные данные, классификаторы.

При правильном построении базы данных происходит отделение данных от алгоритмов проектирования для того, чтобы изменения алгоритмов и данных не влияли друг на друга. При использовании базы данных становятся очевидным ее существенные преимущества перед другим представлением данных: сокращение избыточности данных, обеспечение их целостности, возможность разграничения доступа пользователей, которое может быть необходимо при режиме секретности некоторых данных или при повышенной степени защиты их, возможность представления данных в любом виде в зависимости от используемых устройств ввода и вывода информации и т.д.

Все это приводит к тому, что для создания необходимого прикладного программного обеспечения САПР программисту необходима помощь инженера-пользователя САПР. Именно это инженер сначала разрабатывает концептуальную модель, которая должна описывать все представляющие интерес объекты предметной области, взаимосвязи между ними с его точки зрения. После этого концептуальная модель переводится в логические связи, модели данных, которые уже отражают логику программиста. Далее, в зависимости от имеющихся технических средств, проектируется физическая модель данных. Вопросы особенностей реализации полученной модели, эффективности обработки данных на этой стадии не имеют значение. Таким образом, существует реальная производственная необходимость создания и расширения возможностей автоматизированной системы технологической подготовки многономенклатурного производства, разработки средств и методов их выполнения.

Инструментальная оснастка металлорежущих станков и особенно станков с ЧПУ должна позволять выполнять различные технологические операции при обработке разнообразных деталей без переналадки. С этой целью широко применяются инструментальные блоки, представляющие собой сборочную единицу в виде режущего и вспомогательного инстру-

ментов, которые позволяют использовать любой необходимый режущий инструмент и обеспечивают высокую точность, жесткость и возможность регулирования и выбора размеров. В качестве вспомогательных инструментов в инструментальных блоках используются различные патроны, оправки, втулки, головки, держатели, каждый из которых имеет до 24 типоразмеров. Конструирование и расчет инструментальных блоков с заданными характеристиками представляет собой трудоемкую задачу и поэтому целесообразно использование автоматизированного проектирования как подсистемы САПР [6].

Процесс конструирования инструментальных блоков предусматривает создание баз данных на каждый вид используемых вспомогательных инструментов. В качестве исходных данных рассматриваются размеры и форма посадочных поверхностей режущего инструмента, которые в свою очередь определяются его типом и основными конструктивными размерами, размеры установочных поверхностей для инструментального блока на металлорежущем оборудовании, а также необходимая общая длина инструментального блока. Такие исходные данные предполагают, что на предыдущих этапах САПР-ТП для рассматриваемой операции и перехода уже произведен выбор оборудования, приспособлений и режущего инструмента, а также известны размеры обрабатываемых поверхностей детали и размеры рабочей зоны оборудования.

В качестве примера рассмотрим процесс конструирования инструментального блока, оснащенного каким-либо хвостовым режущим инструментом для станков сверлильно-фрезерно-расточной группы. На первом этапе в соответствии с диаметром режущей части инструмента определяется форма его хвостовика (цилиндрический или конический) и затем выбирается цанговый или кулачковый патроны либо регулируемые или нерегулируемые переходные втулки с внутренним конусом Морзе. На втором этапе по выбранному типоразмеру вспомогательному инструменту выбирается переходная втулка для вспомогательного инструмента с соответствующим конусом Морзе с лапкой или резьбовым отверстием либо державка для регулируемых патронов, втулок и оправок. Все эти втулки и державки имеют конус 7 : 24 для установки в шпинделе станка. На третьем этапе производится проверка возможности регулировки блока на заданную длину. Если длина блока не задана, то для обеспечения максимальной жесткости и точности длина принимается минимальной.

На последнем этапе вероятностными методами определяются жесткость и точность сконструированного инструментального блока и если она не превышает 20% от допуска на обрабатываемый размер детали, то конструкция признается удовлетворительной. В противном случае необходимо сократить количество вспомогательных инструментов, входящих в инструментальный блок, выбрать их более жесткие конструкции, уменьшить

длину блока, снизить режимы обработки и в первую очередь глубину резания и подачу.

Стандартная технологическая оснастка (патроны, центры, люнеты и др.) широко используются на токарных и кругло-шлифовальных станках и насчитывают большое разнообразие конструкций и типоразмеров в зависимости от вида операций, размеров обрабатываемой заготовки, точности и других условий обработки.

Учет всех этих факторов является достаточно трудоемкой операцией и иногда может вызвать определенные затруднения, а поэтому одни конструкции оснастки имеют очень широкое распространение, а другие не применяются, хотя зачастую как раз они и могли бы дать необходимый результат. Поэтому процесс выбора стандартной технологической оснастки целесообразно автоматизировать и включить в состав общей системы САПР-ТП [7].

В качестве примера рассмотрим процесс автоматизированного выбора токарных патронов. На подготовительном этапе необходимо создание баз данных на каждую конструкцию патрона. Исходные данные, включающие необходимую точность обработки, тип производства, форму и размеры базовой поверхности детали, типоразмер станка и пр. берутся из чертежа детали либо уже определены на предыдущих этапах САПР-ТП.

На первом этапе в соответствии с заданной степенью точности обрабатываемой поверхности по ГОСТ 24643-81 выбирается степень точности патрона (нормальная, повышенная, высокая или особо высокая).

На втором этапе по типу производства (единичное, серийное или массовое) выбирается тип привода (ручной или механизированный) и специализация (универсальный или специальный). Затем по форме базовой поверхности и жесткости детали определяется количество кулачков у патрона (двух-, трех-, четырех-, шести-, восьми кулачковый, самоцентрирующийся или с независимым перемещением кулачков).

По типу станка, минимальной силе зажима, максимальной точности установки в осевом направлении, а также по состоянию установочной базы детали выбирается конструкция патрона (винтовые ГОСТ 14903-69, спирально-реечные ГОСТ 2675-80, клиновые или рычажно-клиновые ГОСТ 24351-80, мембранные ГОСТ 16157-70 или цанговые ГОСТ 2876-80). И по размерам установочной поверхности детали выбирается диапазон диаметров соответствующего патрона.

В результате выполнения программы, реализованной на языке "Дельфи" на ПК "Pentium", на печать выводятся выбранные характеристики оснастки.

Немаловажным остается вопрос дальнейшей отработки технологических процессов заготовительного производства [8] и финишной обработки проточной части насосных агрегатов [9], некоторые из типовых деталей которых показаны на рис.2.

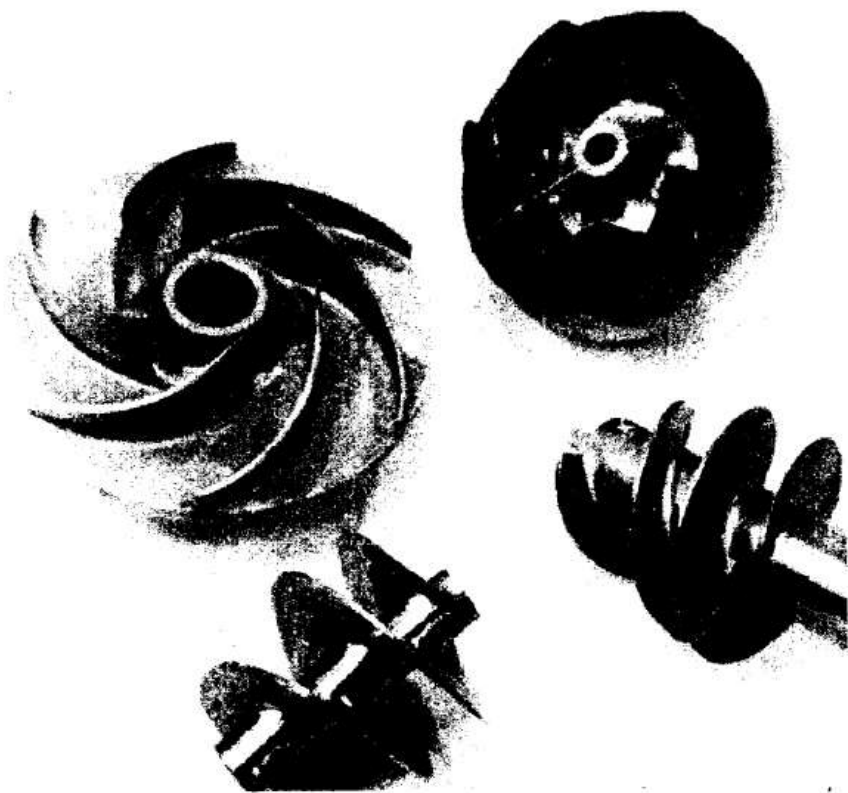


Рисунок 2 - Типовые детали турбонасосных агрегатов с открытыми поверхностями сложного профиля

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Валухов С.Г., Повеквечных С.А., Коденцев С.Н., Сухочев Г.А. Реализация элементов нетрадиционных технологий двойного назначения на рынке объектов интеллектуальной собственности // Создание и оценка объектов интеллектуальной собственности с применением функционально-стоимостного анализа (ФСА) наукоемких предприятий: Материалы регион. науч.-практ. семинара. - Воронеж, ВГТУ, КБХА, 1999. - С. 8-12.
2. Голоденко Б. А., Смоленцев В.П. САПР в мелкосерийном производстве. - Воронеж: Изд-во ВГУ, 1991-124 с.

3. Дунаев И.М., Смоленцев В.П. Новое в типизации процессов механической обработки. - М: Машиностроение, 1989 - 48 с.
4. Михельсон-Ткач В.Л. Повышение технологичности конструкций. - М: Машиностроение, 1988 - 104 с.
5. Уваров В.Г. Использование возможностей баз данных в технологической подготовке инструментального производства /Нетрадиционные технологии в экономике и социальной сфере /Межвузовский сборник научных трудов. Вып.3.- Воронеж: ВГТУ, 2000. - С. 7-9.
6. Кузовкин В.П., Приходько А.В., Провоторов С.Ф., Иванов А.В. САПР при конструировании и расчете вспомогательного инструмента / Новационные технологии и управление в технических и социальных системах. / Тезисы докладов межвузовской научно-практической конференции. Вып.1.- Воронеж: ВГТУ, 1999. - С. 79-81.
7. Кузовкин В.П., Кузовкин А.В., Аклендер О.Л., Воробьев А.О. Использование САПР при выборе стандартной технологической оснастки / Новационные технологии и управление в технических и социальных системах. / Тезисы докладов межвузовской научно-практической конференции. Вып.1.- Воронеж: ВГТУ, 1999. - С. 81-82.
8. А.Ф. Азаров, С.Г. Валюхов и др. Применение технологии ГИП гранулированных материалов для изготовления ответственных деталей насосных агрегатов // Разработка, производство и эксплуатация турбо-, электронасосных агрегатов и систем на их основе: труды I МНТК «СИНТ'01». – Воронеж: ООО РИФ «Кварта», 2001, С. 378-383.
9. Бульгин Д.Ю., Крюков В.С., Сухочев Г.А. Формирование поверхностных слоев каналов сложного профиля в деталях транспортных систем технологическими методами // Разработка, производство и эксплуатация турбо-, электронасосных агрегатов и систем на их основе: труды I МНТК «СИНТ'01». – Воронеж: ООО РИФ «Кварта», 2001, С. 352-357.

ОПЫТ ОАО КТЗ В РАЗРАБОТКЕ И ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСОВ ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

THE "KALUGA TURBINE WORKS" EXPERIENCE IN DESIGNING & OPERATING THE BOILER FEED PUMPS FOR HEAT POWER STATIONS

АНКУДИНОВ Анатолий Александрович, к.т.н., доцент,
ведущий инженер-конструктор,
ВАСИН Владимир Анатольевич, начальник бюро насосов,
ЕРМИЛОВ Леонид Николаевич, начальник лаборатории насосов
научно-исследовательского экспериментально конструкторского центра,
ПАЙЧАДЗЕ Борис Борисович, начальник лаборатории виброизмерений
научно-исследовательского экспериментально конструкторского центра,
ОАО «Калужский турбинный завод», г. Калуга, Россия.

Abstract. The topic of the article is the approaches, applied at the "KTW" O.J.S.C., in designing and upgrading the feed pumps for heat power stations of middle and high capacity in order to decrease vibration and noise level and transferred medium leakage, what allows to abandon the use of oil plain bearings. Given in the article are power and vibration characteristics of the KTW's pumps, obtained during experimental researches on the HPS operating equipment.

В настоящее время постоянно увеличивается объем энергетического насосного оборудования, исчерпавшего свой ресурс, имеющего низкий КПД, существенные протечки жидкости через уплотнения, повышенный уровень вибрации и шума. Наиболее важными в энергоблоках тепловых электростанций являются питательные насосы. Они обладают наибольшей потребляемой мощностью среди всей номенклатуры насосного оборудования. От их надежности зависит работа всей электростанции [1].

На Калужском турбинном заводе (КТЗ) принята и проводится программа по ремонту, модернизации и изготовлению питательных насосов для электроэнергетики России. На предприятии освоено производство насосов для энергетики, нефтяной и газовой промышленности, специальной техники. Параметры насосов охватывают диапазон подач от 12 до 1500

м³/ч, напора от 50 до 3500 м. Насосы имеют вертикальное и горизонтальное исполнение, в качестве привода используются электродвигатель или паровая турбина. Проектирование и испытания насосов производятся в ОКБ предприятия и Научно-исследовательском центре, которые имеют специализированное конструкторское бюро и лабораторию.

Насосы, выпускаемые на ОАО «КТЗ», имеют ряд конструктивных и технологических решений, обеспечивающих высокие эксплуатационные качества и надежность. В конструкциях применены подшипники скольжения, работающие на перекачиваемой жидкости, сварные рабочие колеса, цельно фрезерованные направляющие аппараты с винтовыми непрерывными переводными каналами. Насосы имеют высокие кавитационные качества и низкие уровни шума и вибрации.

На КТЗ разработан, изготовлен и испытан на отдельном стенде питательный насос ПЭ 160-140 мощностью 1000 кВт. Напор составляет 1400м, подача 160 м³/ч, число оборотов 2970 об/мин, температура питательной воды 150°С. Этот насос был установлен на ТЭЦ ОАО «КТЗ» взамен насоса 9Ц12 (г. Бердянск), который выработал свой ресурс. Применяемые ранее насосы имели секционную однокорпусную конструкцию, выносные подшипники скольжения, работающие от отдельной маслосистемы, сальниковые концевые уплотнения. Насосы 9Ц12 имеют 12 центробежных ступеней, устройство разгрузки осевых сил - гидравлическую пятю. Опыт эксплуатации насосов подобного типа показал, что они имеют ряд существенных недостатков: большая вероятность протечек питательной воды на уплотнительных стыках секций и концевых сальниковых уплотнениях, повышенный шум и вибрация, частые заклинивания роторной части о статор при прогреве. Наличие маслосистемы усложняет общую схему, увеличивает риск возникновения пожара и ухудшают экологию.

Разработанный на ОАО «КТЗ» питательный насос ПЭ 160-140 (рис.1) выгодно отличается от описанных выше насосов. Наличие наружного литого корпуса, в который установлена проточная часть, исключает межсекционные протечки в атмосферу. Подшипники скольжения, работающие на перекачиваемой среде, установлены в корпус насоса, что позволило существенно сократить длину ротора, а это увеличило его динамическую жесткость, дало возможность отказаться от маслосистемы, перейти от двух сальниковых уплотнений к одному - торцовому. Приводом насоса является асинхронный электродвигатель мощностью 1000 кВт с автономной смазкой подшипниковых узлов производства ЗАО «ЭЛСИБ» г. Новосибирск.

Отработка эксплуатационных характеристик насоса производилась на отдельном стенде и в составе энергетического оборудования ТЭЦ ОАО «КТЗ». Определялись напорные, кавитационные, энергетические, виброшумовые характеристики электронасоса. Замерялись расходы через гидروطю, подшипники. Для определения рабочего зазора в гидروطе на насос

устанавливался датчик осевого сдвига, целесообразность установки которого подтвердили как испытания насоса, так и его эксплуатация в составе энергоблока ТЭЦ.

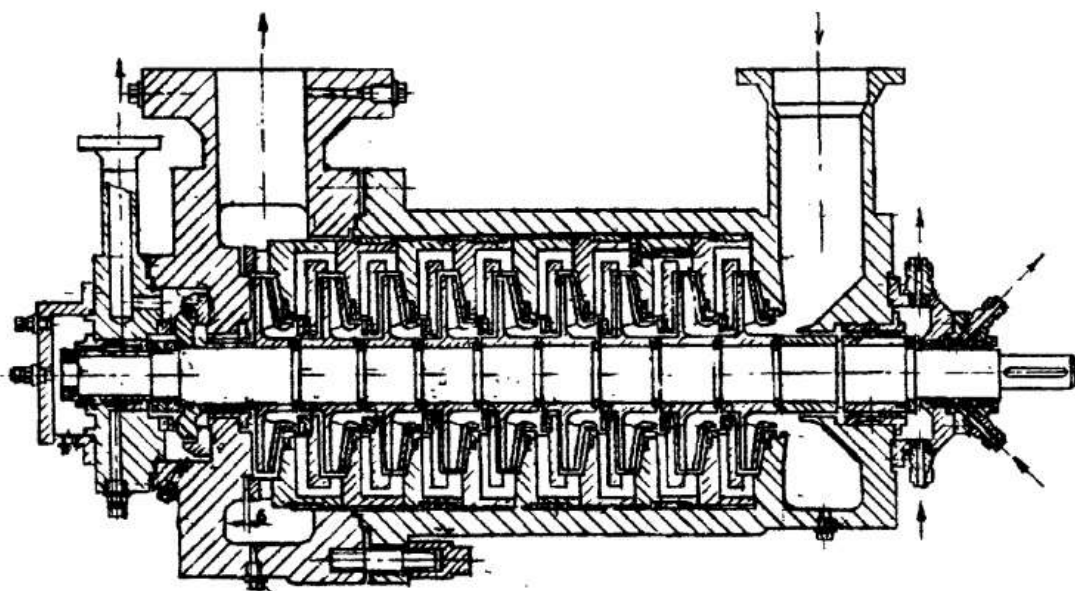


Рисунок 1 - Питательный насос ПЭ 160-140

В процессе исследований и отработки энергетических и кавитационных характеристик были испытаны два варианта проточной части. На первом этапе насос комплектовался центробежными колесами с цилиндрическими лопастями. Все 9 ступеней насоса, включая первую, были одинаковыми. Как показала эксплуатация этого варианта насоса он имел низкий КПД, из-за чего максимальная величина подачи ограничивалась мощностью электродвигателя.

После эксплуатации первого варианта насоса, во время плановой останковки ТЭЦ, была произведена разборка и ревизия основных рабочих органов насоса. Подшипники скольжения, рабочие поверхности гидропяты следов износа не имели.

Для улучшения эксплуатационных характеристик и повышения КПД была спроектирована новая проточная часть с новыми рабочими колесами и направляющими аппаратами. Для первой ступени насоса было выполнено специальное профилирование лопастей рабочего колеса для улучшения кавитационных качеств.

В новой проточной части, рассчитанной по методике [2], лопасти имели пространственную форму на входе и цилиндрическую на выходе. Изготовление рабочих колес и направляющих аппаратов выполнялось фрезерованием на станке с ЧПУ по технологии, разработанной на ОАО «КТЗ».

На рис. 2 приведены энергетические характеристики насоса с новой проточной частью.

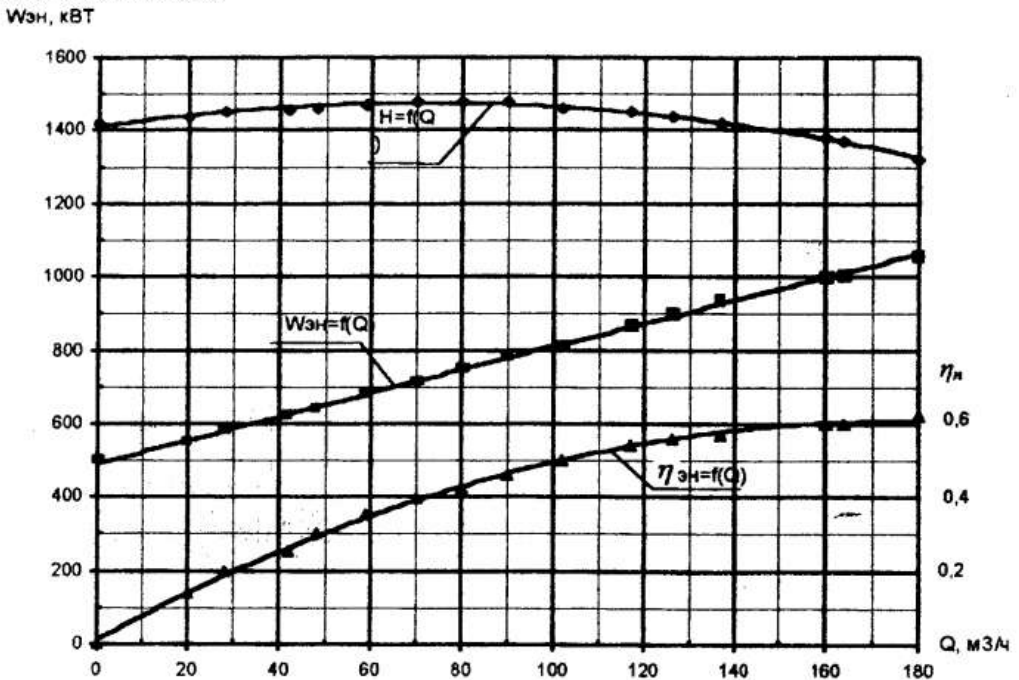


Рисунок 2 - Энергетические характеристики насоса ПЭ 160-140 после модернизации

В конструкции насоса применены подшипники скольжения, работающие на перекачиваемой жидкости — питательной воде, которая подавалась через охладитель от системы смазки, состоящей из вспомогательного насоса и фильтров. Расходы воды на подшипники составляли около 1,5 м³/ч. Температура на входе в подшипники составляла 60... 80 °С. После наработки 1000 часов не было отмечено следов приработки рабочих поверхностей.

В конструкции насоса было применено двойное торцевое уплотнение производства НПК «Герметика», которое также охлаждалось с помощью системы охлаждения подшипниковых узлов. После длительной эксплуатации претензий к работе и следов износа отмечено не было.

В ходе испытаний насоса определялись общие уровни и спектральные составляющие вибрации на лапах насоса и электродвигателя. Общие уровни вибрации на переднем и заднем подшипниках насоса в вертикальном, поперечном и осевом направлении составляли не более 1,8... 2,2 мм/с.

Вибрационные характеристики насоса вполне удовлетворяют предъявляемым требованиям для данного типа энергетического оборудования. Следует отметить, что спектрограммы вибрации оставались стабильными все время эксплуатации насоса.

Полученные результаты открывают перспективы комплектации

энергоблоков малой мощности надежными питательными насосами, имеющими высокие эксплуатационные показатели.

В последние годы на ОАО «КТЗ» была проведена модернизация питательного насоса ПН 1500-350 производства АО «Пролетарский завод», который используется на энергоблоках 500, 800 и 1200 МВт в составе турбонасосных агрегатов с приводной турбиной К-17 (ОК-18ПУ) изготавливаемой ОАО «КТЗ» (г. Калуга). Эксплуатация показала низкую эксплуатационную надежность питательных насосов, при высокой надежности привода. Нарекания со стороны обслуживающего персонала ГРЭС потребовали провести анализ причин и поиск путей повышения надежности насосов и улучшения их технических характеристик. Основными недостатками насосов ПН 1500-350 являются: повышенная вибрация; заклинивание ротора о статор из-за температурного перекоса на пусковых режимах; кавитационная эрозия на входе в насос; недопустимо высокие протечки через концевые уплотнения. [3].

Питательный насос ПН 1500-350-1 после эксплуатации 1,5 года на блоке 800 МВт Пермской ГРЭС был передан на ОАО «КТЗ» для модернизации с целью улучшения эксплуатационных характеристик и повышения надежности. Осмотр проточной части насоса выявил ряд дефектов. На рабочем колесе и в каналах направляющего аппарата первой ступени были отмечены следы кавитационной эрозии. На передних уплотнениях рабочих колес, межступенных уплотнениях и диске гидропаты были надирь в виде кольцевых рисок. Дефекты были вызваны в основном следующими причинами: кавитацией на входе в насос; повышенной вибрацией на оборотной и лопаточной частоте из-за неоптимального соотношения лопастей рабочего колеса и направляющего аппарата; недостаточной динамической жесткостью ротора; пульсациями давления в потоке. Как показал опыт эксплуатации таких насосов на других энергоблоках - дефекты и причины их вызывающие были аналогичными.

На ОАО «КТЗ» была выполнена модернизация насоса с заменой отдельных узлов и деталей.

Направляющие аппараты новой конструкции были изготовлены без горизонтального разъема с числом каналов 12 (вместо 8 или 6 каналов в конструкции «Пролетарского завода»). Выполнение направляющего аппарата с 12 или 9 каналами обеспечивает минимальное возбуждение колебаний на лопастной частоте и ее гармониках при числе лопастей рабочего колеса - семь [4].

Применены, так называемые, «сотовые» уплотнения для уменьшения протечек через передние уплотнения рабочих колес. «Сотовые» уплотнения повышают надежность насоса за счет их малой чувствительности к загрязнению и большей надежности работы при задеваниях. Такой тип уплотнений нашел широкое применение в компрессорах. Применяет их в питательных насосах и известная немецкая фирма KSB. На ОАО «КТЗ» ос-

воено изготовление таких уплотнений методом электроэрозионной обработки специальными электродами.

На четвертой ступени насоса выполнена дополнительная гидростатическая опора с подводом воды от нагнетания через 8 дросселей в специальные камеры. Использование в средней части насоса гидростатической опоры вызвано недостаточной динамической жесткостью ротора в рабочем диапазоне частоты вращения и значительным статическим прогибом ротора (до 0,35 мм) в средней части. Модернизированный на ОАО «КТЗ» вариант насоса ПН 1500-350 представлен на рис. 3.

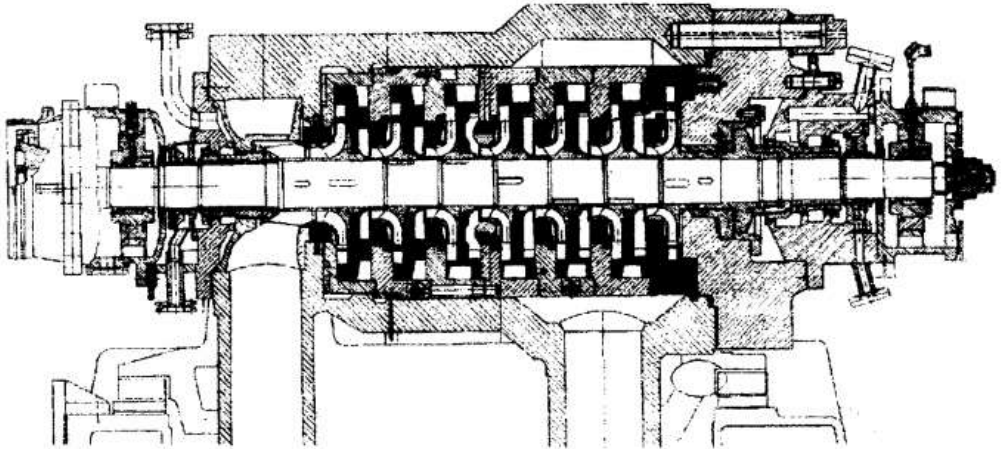


Рисунок 3 - Проточная часть насоса ПН 1500-350-1 после модернизации

Перед окончательной сборкой ротор был отбалансирован на разгонно-балансирующей установке фирмы «Шенк» на рабочей частоте вращения. Балансировка производилась в вакуумной камере.

Наработка модернизированного насоса в составе второго блока Пермской ГРЭС составила около 5000 часов. Следует отметить, что параллельно на этом блоке работал насос фирмы KSB. Межведомственные испытания, проведенные на работающих в составе блока насосах ОАО «КТЗ» и KSB, показали высокую эксплуатационную надежность модернизированного насоса и технические характеристики, аналогичные насосу фирмы KSB.

Межведомственные испытания были проведены в том же объеме, что и предыдущие, при пуске модернизированного на ОАО «КТЗ» насоса. На всех режимах измерялся спектр вибрации подшипниковых узлов. На отдельных режимах контролировалась вибрация лап наружного корпуса насоса. Для сравнения проводились замеры вибрации насоса KSB. Результаты МВИ сравнивались с результатами, полученными ранее, в ноябре 2000 года. Оценивалась стабильность вибрационного состояния насосов КТЗ и KSB.

В целом, большинство ранее сделанных выводов о вибрационном состоянии насоса подтвердилось. Проведенная КТЗ модернизация ПН позво-

лила улучшить его вибрационное состояние и существенно увеличить ресурс ПН. В течение всего периода эксплуатации (более 7 месяцев) силами ГРЭС контролировался общий уровень и спектр вибрации подшипников ПН (КТЗ) при работе блока с нагрузкой 800 МВт. Вибрационное состояние сохранялось стабильно хорошим. Общий уровень вибрации подшипников ПН на всех режимах не превышал 4,5 мм/с. При этом уровень оборотной составляющей вибрации не превышал 3,5 мм/с, а лопастной – 1,5 мм/с.

Стабильная вибрация подшипников на номинальном режиме (наклон линии тренда вибрации составил не более $\pm 0,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1} / \text{год}$) свидетельствует о надежности модернизированной на КТЗ конструкции насоса и о том, что периодическая работа насоса с несколько повышенной вибрацией (из-за резонанса опор на частоте 430 Гц) не ведет к ухудшению технического состояния насоса. В сравнении с насосом KSB насос КТЗ несколько проигрывает по вибрации подшипников. В то же время вибрация внешних корпусов у обоих насосов практически одинаковая, а на лопастной частоте вибрация насоса КТЗ даже несколько меньше.

Причина повышенной вибрации подшипниковых опор насоса КТЗ в том, что опоры ПН (KSB) модернизированы, и имеют большую, чем ПН (КТЗ) динамическую жесткость (у насоса КТЗ модернизировалась лишь проточная часть с сохранением всех корпусных деталей). Это приводит к тому, что при одинаковых динамических силах, действующих в насосах (и одинаковой вибрации наружных корпусов ПН) вибрация подшипниковых опор ПН (KSB) заметно меньше, чем у ПН (КТЗ).

На рис. 4,5,6 приводятся сравнительные вибрационные характеристики модернизированного насоса в процессе эксплуатации.

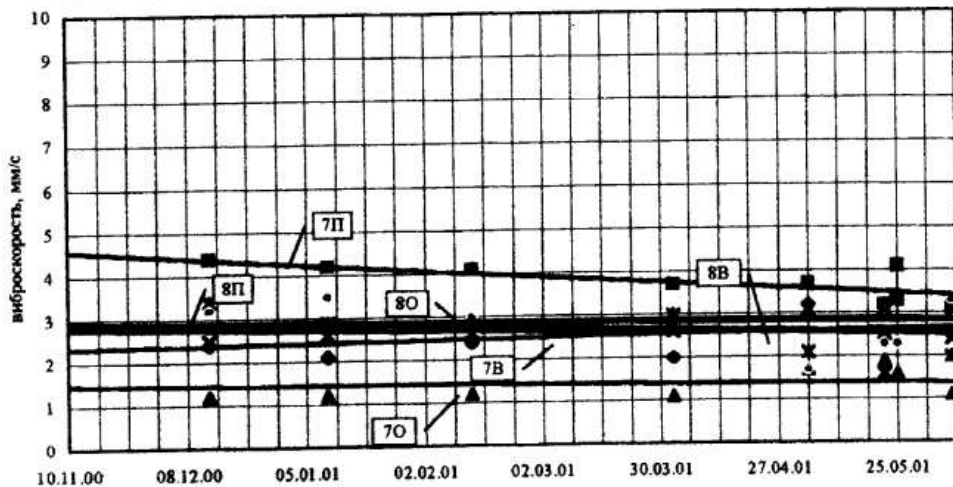


Рисунок 4 - Диаграмма изменения вибрации подшипников ПН 1500-350-1 на номинальном режиме $N = 800 \text{ МВт}$, $n = 4380 \dots 4380 \text{ об/мин}$, $G = 274 \dots 290 \text{ кг/с}$ (ось z – вертикальное направление, y – поперечное направление, x – осевое направление)

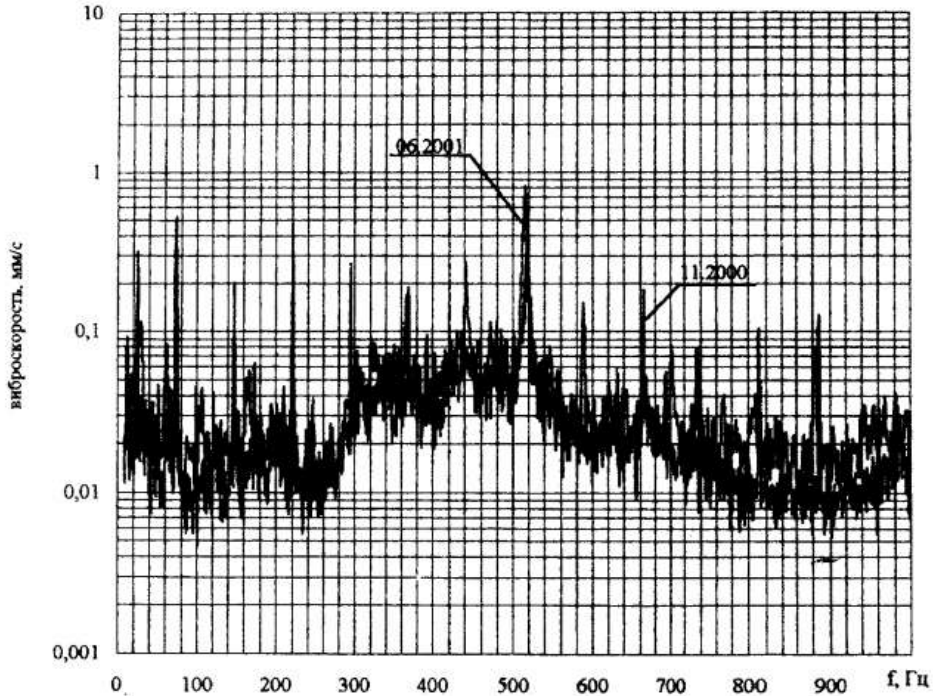


Рисунок 5 - Спектрограмма вибрации переднего подшипника ПН 1500-350-1, модернизированного ОАО «КТЗ», за семь месяцев эксплуатации

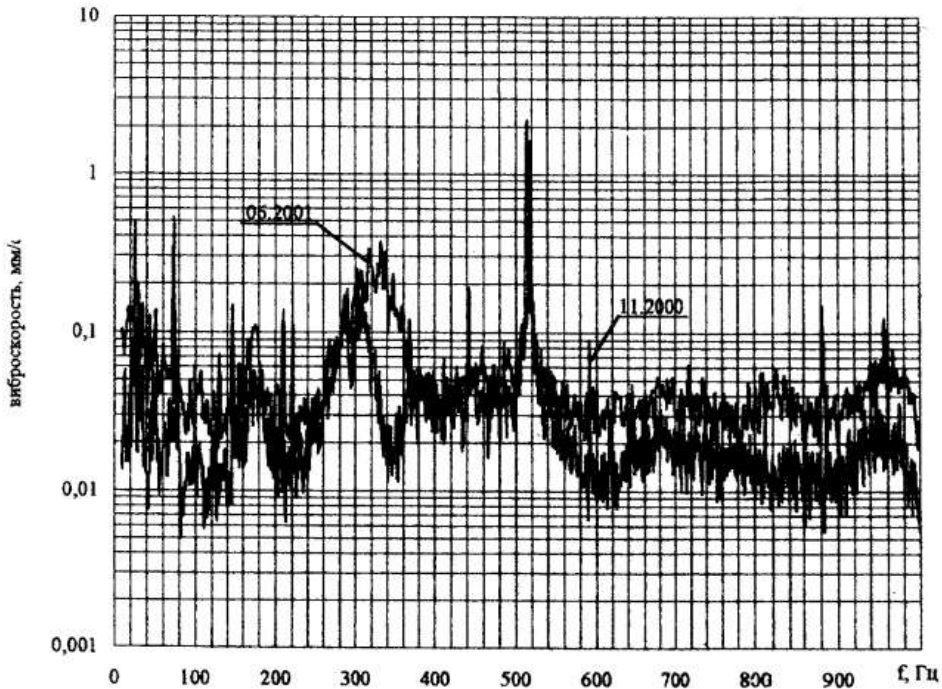


Рисунок 6 - Спектрограмма вибрации заднего подшипника ПН 1500-350-1, модернизированного ОАО «КТЗ», за семь месяцев эксплуатации

После проведения испытаний проточная часть насоса была направлена на ревизию на ОАО «КТЗ» для осмотра и дефектации всех деталей. Состояние всех деталей - хорошее. Следов эрозии, надиров обнаружено не было.

Анализ опыта эксплуатации модернизированного насоса позволил сформулировать общие подходы к модернизации насосов данного типа.

1. Максимального снижения вибрации на лопаточной частоте можно достигнуть за счет оптимизированного соотношения числа лопастей рабочих колес и направляющих аппаратов. Для рабочего колеса с числом лопастей равным 7 следует применять направляющие аппараты с числом каналов 9 или 12. Направляющие аппараты следует делать цельнофрезерованными, расчет и технология изготовления которых освоены на предприятии.
2. В качестве передних и межступенных уплотнений рабочих колес целесообразно применять «сотовые» уплотнения, которые используются в компрессоростроении и некоторыми западными фирмами. «Сотовые» уплотнения при оптимальной геометрии снижают протечки на 30..50% и по данным фирмы - увеличивают динамическую жесткость ротора.
3. С целью снижения вероятности автоколебаний ротора следует повышать динамическую жесткость ротора за счет максимального уменьшения расстояния между опорами. Это можно сделать за счет применения подшипников на перекачиваемой среде, широкий опыт применения которых имеется на КТЗ.
4. Для улучшения кавитационных качеств первой ступени необходимо применить специально спрофилированное центробежное колесо с расширенной горловиной. Следует изменить схему подвода к первой ступени, обеспечив равномерный подвод жидкости с помощью спирального или осевого подвода. Для существенного улучшения кавитационных качеств можно рекомендовать разработанную на предприятии предвключенную осевихревую ступень [5]. Осевихревая ступень применяется на всех модификациях конденсатных насосов, выпускаемых ОАО КТЗ, и имеет очень высокие кавитационные качества и низкие уровни пульсации давления в потоке. Расчеты и экспериментальные исследования моделей такой ступени показывают, что применение такой предвключенной ступени позволит реализовать на большинстве энергоблоков тепловых и атомных электростанций безбустерную схему работы.
5. Для соединения приводной турбины и насоса можно рекомендовать гибкую муфту разработки Калужского турбинного завода, которая обеспечивает минимальное влияние расцентровки насоса и привода и широко применяется на предприятии.
6. На ОАО КТЗ разработан еще целый ряд мероприятий, улучшающих технические характеристики и повышающих надежность. Это техноло-

гические мероприятия, поиск и устранение резонансных частот на роторе и статоре, алгоритм пуска турбонасосного агрегата и т.д.

Опыт работы предприятия показывает, что в условиях недостаточного финансирования электроэнергетики целесообразен гибкий подход к модернизации и ремонту насосного оборудования. Предлагаются 3 варианта модернизации:

1. Разборка проточной части, дефектация узлов и деталей, замена вышедших из строя. Модернизация производится с минимальными затратами.
2. Реконструкция насоса с заменой проточной части, установка торцовых уплотнений, внедряются все технические совершенствования, хорошо себя зарекомендовавшие. При этом сохраняется наружный жесткий корпус насоса. (Указанный вариант применяется на Рязанской ГРЭС).
3. Полная реконструкция насоса с модернизацией всей конденсатно-питательной системы. Устанавливается предвключенная ступень для обеспечения надежной работы насоса в безбустерной схеме станции.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Малюшенко В.В., Михайлов А.К., Энергетические насосы: Справочное пособие. - М.: Энергоиздат, 1981. - 200 с.
2. Панаиотти С.С., Основы расчета и автоматизированное проектирование лопастных насосов с высокой всасывающей способностью: Учебное пособие. - М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2000. - 48 с., ил.
3. Повышение вибрационной надежности питательных насосов энергоблоков 800 МВт./ Чегурко Л.Е., Богун В.С., Циммерман С.Д. и др. - в сб.: Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций/ под общей ред. Салимона А.В. - М.: ВТИ, 2001. с. 96 - 98.
4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. Совет: В41 В.Н. Челомей (пред) - М.6 Машиностроение, 1981. - т. 6. Защита от вибрации и ударов/ под ред. К.В. Фролова. 1981. - 456с.
5. Применение осевихревой ступени для улучшения эксплуатационных характеристик конденсатных насосов. /Анкудинов А.А., - в сб.: Исследование и совершенствование элементов паротурбинных установок/ Калужский турбинный завод, Калуга, 2002. - 160 с.

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ СИСТЕМ ПОДДЕРЖАНИЯ ПЛАСТОВОГО ДАВЛЕНИЯ (ППД)

THE CURRENT STATUS AND PROSPECTS FOR DEVELOPMENT OF PUMPING EQUIPMENT USED IN SYSTEMS OF MAINTAINING FORMATION PRESSURE (MPF)

ТВЕРДОХЛЕБ Игорь Борисович, к.т.н., председатель правления – директор, ОАО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина.

Abstract. The article is concerned with motor-pump units and pump plants to be used in systems of maintaining formation pressure; the necessity of improving their designs is shown, including those for small capacities.

Основным оборудованием современной системы ППД нефтяного месторождения являются насосные агрегаты, закачивающие воду или другой агент в группу нагнетательных скважин. В зависимости от характеристик пластов, количества скважин и прочего подбираются насосные агрегаты с необходимыми параметрами по подаче и напору. В настоящее время в основном используются наземные кустовые насосные станции (КНС), что обусловлено удобством их эксплуатации, организации обслуживания и ремонта, высоким КПД насосов и их надежностью. Чаще всего при проектировании КНС в проект закладываются серийно изготавливаемые насосные агрегаты типа ЦНС, выпуск которых освоен насосными заводами стран СНГ (ЦНС180, ЦНС 500, ЦНС 630, ЦНС90, ЦНС63, ЦНС45 и ПЭ90). Все указанные машины представляют собой типовую конструкцию – многоступенчатый секционный насос с разгрузкой осевой силы с помощью гидропята. Хотя машины спроектированы на высоком техническом уровне, они все же для данного применения обладают определенными конструктивными недостатками, так как прообразом имеют питательный насос, концепция работы которого предполагает использование в качестве рабочей жидкости механически и химически очищенную питательную воду. Кроме того, в системах ППД стран бывшего СССР практически не получили распространение двухкорпусные конструкции насосов. По-видимому,

это обусловлено дороговизной таких машин и другими объективными и субъективными причинами. При этом в зарубежной практике в основном используются насосы либо двухкорпусные, либо насосы с горизонтальным разъемом корпуса, причем разгрузка от действия осевой силы осуществляется с помощью барабана или посредством симметричного расположения рабочих колес [1]. Тип разгрузки обусловлен, прежде всего, требованием надежности при перекачивании химически активной воды с твердыми включениями, а двухкорпусная конструкция – возможностью быстрой (6 – 8 часов) замены внутреннего корпуса без дополнительной центровки после его монтажа.

Развитие нефтяной промышленности и рыночной экономики диктует сегодня более жесткие требования к оборудованию нефтяного комплекса с точки зрения надежности и энергоемкости. В настоящее время у потребителей нефтяного оборудования, в том числе насосов для систем ППД, появилась возможность закупки и применения оборудования зарубежных фирм, таких как Zulzer, Reda, Weir и др. В этих условиях отечественному насосостроению необходимо, кроме повышения качества традиционных насосных агрегатов для систем ППД, пересмотреть концепцию дальнейшего развития и проектирования насосов данного назначения. При этом целесообразно использовать опыт как отечественного, так и зарубежного насосостроения.

Анализ конструктивных схем насосов, выпускаемых различными зарубежными фирмами и насосными предприятиями стран СНГ, показывает, что имеется возможность создать насосы, отличающиеся присущей иностранным фирмам надежностью и невысокой “нашей” ценой. Кроме того, необходимо и возможно значительно повысить экономичность машин, расширить диапазон применения по параметрам и при этом не усложнить конструктивную схему и, соответственно, эксплуатацию, а также ремонтно-пригодность насоса. Такой машиной стал насос, созданный в 2002 г. институтом ВНИИАЭН совместно с кафедрой прикладной гидроаэромеханики СумГУ (рисунок 1).

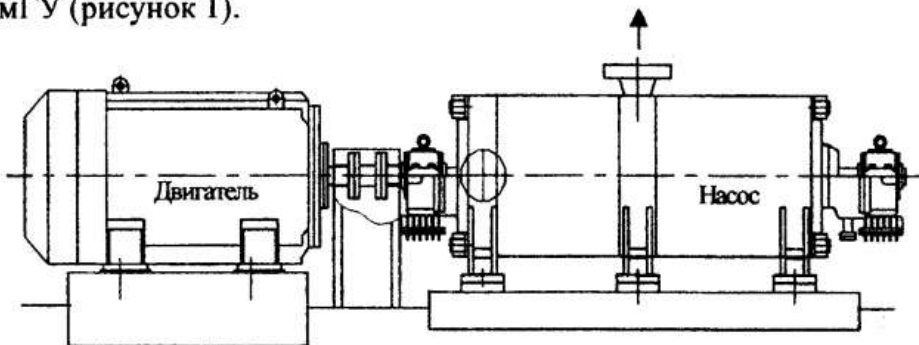


Рисунок 1 - Насосный агрегат типа ЦНСп

Отличительными особенностями насоса являются:

- отсутствие наиболее уязвимой и определяющей ресурс работы насосного агрегата гидропяты;
- сохранение привязочных размеров по входному патрубку и фундаментной плите с серийно выпускаемыми насосами типа ЦНС180;
- повышение КПД насоса на 5 процентов;
- использование специального соотношения лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата для снижения вибрации и шума;
- применение специальных нержавеющих износостойких сплавов для деталей насоса;
- применение упругой пластинчатой муфты и др.

При этом насос остался "привычным" и понятным для эксплуатации. В данной конструкции значительно расширен диапазон оптимальных параметров по подаче от 45 м³/ч до 200 м³/ч и напору от 1000 м до 2100 м. Это достигается заменой рабочих органов и варьированием их количества. Насосный агрегат может комплектоваться в зависимости от потребляемой мощности двигателями от 315 до 1600 кВт, может поставляться с масляной системой для смазки подшипников или без масляной системы, благодаря применению подшипников на картерной смазке. При этом насос остался секционным, т.е. достаточно дешевым, не превышающим по цене серийно выпускаемые насосы данного назначения.

В последнее время появилась потребность в насосах для систем ППД на малые подачи – 15 – 30 м³/ч и высокие напоры – 2000 м и выше. Проблема создания таких машин заключается в том, что центробежные насосы с низкими значениями коэффициента быстроходности ступени имеют малый КПД. Попытка решать задачу традиционными способами – повышением числа оборотов (рисунок 2) или числа ступеней [2, 3] (рисунок 3) в одном насосе не дает должных результатов прежде всего с точки зрения надежности таких агрегатов для систем ППД, хотя и тот и другой способы нашли практическое применение для других целей. В то же время существует проверенное практикой решение подобной задачи путем установки нескольких насосов последовательно. Такие насосные установки применялись еще в 20-х годах прошлого столетия в Германии для шахтного водоотлива [4], рис. 4, где характеристика воды похожа на воду систем ППД (твердые включения и химическая активность). В настоящее время этот способ широко применяется, например, в установках магистральных нефтяных насосов типа НМ, где насосы соединяются последовательно с бустерным или с подобными насосами для получения необходимых параметров. Анализ данной конструктивной схемы показывает целесообразность ее применения для малорасходных насосов систем ППД, причем посредством установки двух насосных агрегатов с отдельными двигателями (рисунок 5) или двух насосов с одним двигателем (рисунок 6 или рисунок 4). При этом легко могут быть получены необходимые параметры по подаче и

напору, высокий КПД и надежность установки. Кроме того, входящие в состав установки насосы аналогичны по конструкции насосам, широко применяемым в системах ППД, что позволяет обслуживающему персоналу воспользоваться накопленным опытом и знаниями по эксплуатации и ремонту.

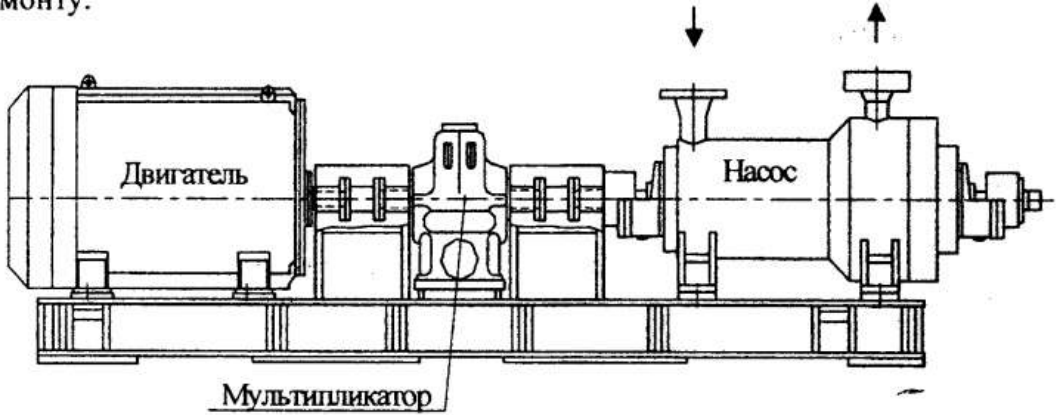


Рисунок 2 - Высокооборотный насосный агрегат

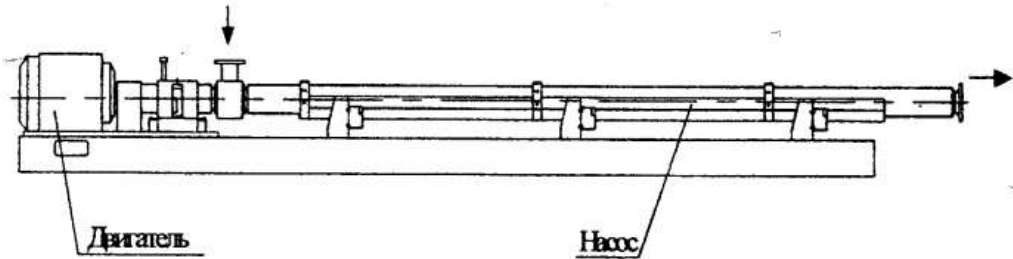


Рисунок 3 – Горизонтальная насосная система

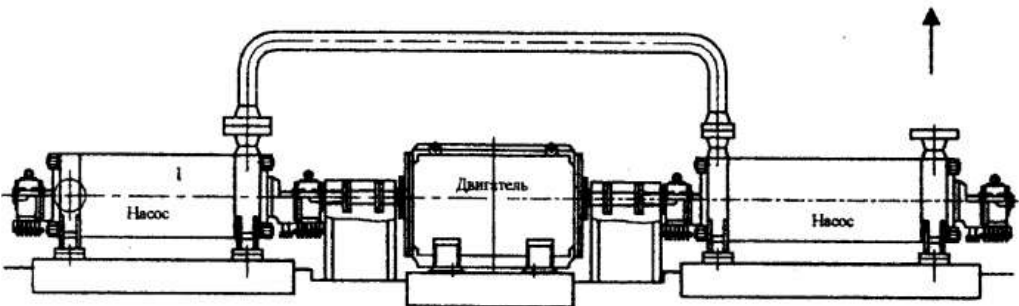


Рисунок 4 – Насосный агрегат с последовательным соединением насосов (двигатель расположен между насосами)

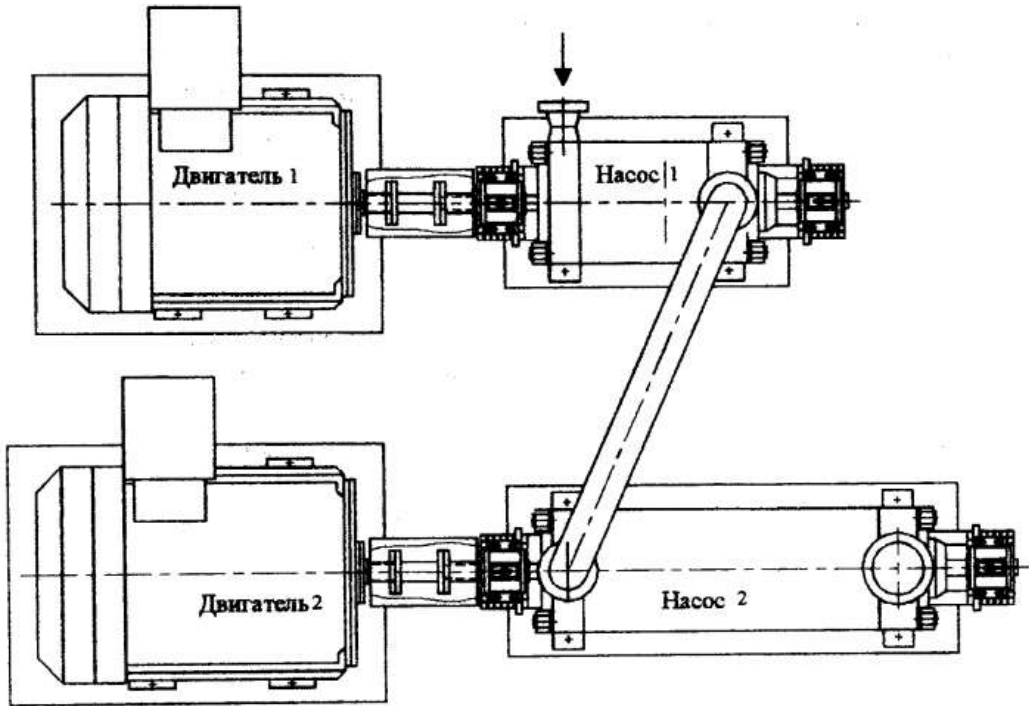


Рисунок 5 – Насосная установка с последовательным соединением насосов

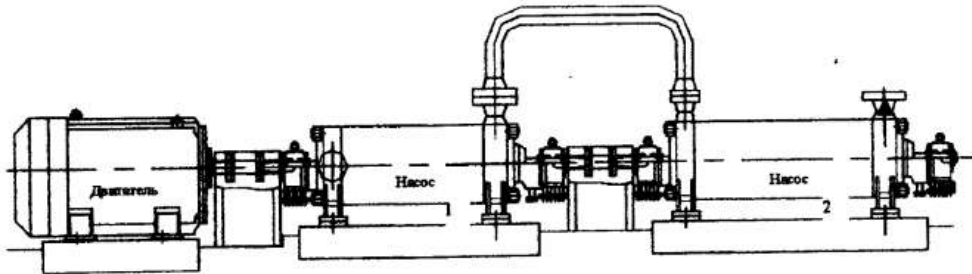


Рисунок 6 – Насосный агрегат с последовательным соединением насосов
(двигатель со стороны одного из насосов)

Выводы:

1. В условиях развития рыночной экономики и повышения конкуренции со стороны западных насосных фирм необходимо создание новых насосных агрегатов и установок с более высокими энергетическими и эксплуатационными качествами, отличающихся повышенной надежностью.

стью и ресурсом работы. При этом себестоимость насоса не должна превышать существующие аналоги отечественных производителей.

2. Тенденция последних лет по снижению подачи и повышению напора насосных установок для систем ГПД привела к появлению на рынке различных конструктивных схем насосов. При этом на наш взгляд наиболее предпочтительной является схема с последовательным соединением традиционных по конструкции насосов, спроектированных на необходимую подачу и частичный напор.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Ryall M.L. Some Recent Developments in High Speed Multistage Pumps for Secondary Recovery in Oilfields. 2-nd International Conference on Hydraulic Machinery. С 31/84, 1984. P. 21 – 30.
2. Clarence Hall. Major market expansion for surface pumping system. World Pumps, №367 April 1997. P. 44 – 46.
3. А.А. Евтушенко, А.А. Руденко, И.Б. Твердохлеб. Область применения лопастных насосов с рабочими колесами плавающего типа. // Вестник НТУУ “КПИ”. Машиностроение, вып.42, т.2 – Киев, 2002 – с.119–122.
4. Кванц Л. Современные центробежные насосы. Гостехиздат. М., 1926г.

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ С РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ ПЛАВАЮЩЕГО ТИПА

CONDITION AND OUTLOOKS OF USAGE OF MULTISTAGE VANE PUMPS WITH WORKING WHEELS OF A FLOATING TYPE

ЕВТУШЕНКО Анатолий Александрович, к.т.н., доцент,
РУДЕНКО Андрей Анатольевич, н.с.,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина,

ТВЕРДОХЛЕБ Игорь Борисович, к.т.н., директор
ОАО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина.

Abstract. In the article the areas of application of flowing parts of vane pumps with centrifugal working wheels of a floating type are considered most typical. The advantages and defects of the design concepts of pumps with the indicated flowing parts are shown. The tendencies in the given direction of pumping and most probably perspectives of its development are briefly circumscribed.

Несмотря на широкое распространение в насосостроении и достаточную изученность схем проточных частей (ПЧ) с малоразмерными плавающими рабочими колесами (РК) [1], попытки расширения их области применения в отечественной практике отсутствуют. Имеется в виду, прежде всего, возможность применения погружных скважинных вертикальных насосов, в которых используются центробежные малоразмерные РК плавающего типа в качестве наземных горизонтальных машин. Применение в таких насосах наземного горизонтального исполнения большого ($n=100...400$) количества ступеней позволило бы значительно (в 2...4 раза) увеличить коэффициент быстроходности n , ПЧ, а значит, увеличить КПД насоса на 10...20% по сравнению с многоступенчатыми ($n \leq 16$) центробежными насосами традиционного типа на аналогичные параметры ($H \leq 2000$ м, $Q \leq 1000$ м³/сут).

В созданных за рубежом горизонтальных насосных системах (ГНС) на основе погружных вертикальных насосов «Reda», «Centrilift» применяются ПЧ с малоразмерными РК плавающего типа на разные n_s (в зависимости от параметров). КПД таких ГНС находится на уровне 55...65%, в то время, как аналогичные параметры могут быть достигнуты отечественными насосами с КПД 45...48%. Наряду с таким преимуществом ГНС над насосами традиционного типа, они имеют существенный недостаток, обусловленный их «скважинным» конструктивным исполнением: осевой габарит некоторых ГНС достигает 35 м, что не позволяет в ряде случаев их использовать. Кроме того, немаловажным фактором является монопольное положение фирм – изготовителей ГНС. По этой причине на мировом рынке стоимость ГНС в 2...4 раза выше стоимости аналогичных по параметрам насосов традиционного типа.

Такое положение стало причиной начала работ по созданию новой конструктивной схемы ПЧ с центробежным среднеразмерным РК плавающего типа. Промежуточные результаты этих исследований описаны в [2, 3, 4, 5]. Эта схема стала компромиссным вариантом между ПЧ ГНС с $n_s=200...400$ и ПЧ центробежных насосов традиционного типа ($n_s=45...50$). Преимущества использования в насосостроении такой схемы – сохранение габаритных размеров насосов традиционного типа, и, вместе с тем, увеличение КПД до уровня, характерного для ГНС.

Из вышесказанного следует, что первой характерной особенностью области применения ПЧ с центробежным среднеразмерным РК плавающего типа является использование их в многоступенчатых горизонтальных конструкциях. При этом следует отметить, что коэффициент быстроходности таких ПЧ должен составлять $n_s = 80...100$ (из условия обеспечения требуемых ГОСТ габаритных размеров специфичного для данного вида использования насосного оборудования).

В многочисленных существующих конструкциях многоступенчатых центробежных насосов в качестве устройств для разгрузки ротора от осевой силы используются энергоемкие гидростатические устройства – разгрузочные барабаны и гидравлические пяты. Применение таких способов разгрузки ротора от осевой силы приводит к уменьшению КПД насосов на 8...10%. При использовании в конструктивной схеме насосов ПЧ со среднеразмерными РК плавающего типа необходимости применения гидростатических разгрузочных устройств нет, т.е. нет потерь 8...10% объемного КПД. Однако, в этом случае имеют место гидравлические, объемные и механические потери, связанные с конструктивным исполнением плавающего РК. Расчеты по разработанной методике проектирования [6], подтвержденные собственными экспериментальными данными, показывают, что уменьшение общего КПД ступени, обусловленное ее плавающим исполнением, по сравнению с КПД аналогичной ступени традиционного исполнения, составляет 7...10% в зависимости от геометрических размеров эле-

ментов ПЧ. А это, в свою очередь, означает, что применение конструктивной схемы ПЧ со среднеразмерным плавающим РК в многоступенчатых насосах вместо аналогичной по параметрам и конструкции ПЧ нецелесообразно, т.к. потери в разгрузочном устройстве меньше, чем в конструктивных элементах ПЧ с плавающим РК.

Принципиально отличается от рассмотренной ситуация, когда возникает необходимость замены традиционных ПЧ, имеющих $n_s = 45 \dots 50$ на ПЧ с $n_s = 80 \dots 100$, РК которых имеют плавающее исполнение. Как показывают расчетные исследования ПЧ с плавающими РК, основанные на методике [6], для одинаковых по параметрам режимов работы КПД ступени со среднеразмерным плавающим РК на 12...20% выше, чем КПД ступени традиционного типа (для иллюстрации этого факта на рис.1 приведены сравнительные характеристики двух насосов идентичного назначения: серийно выпускаемого ЦНС 63 – 1400 традиционного конструктивного исполнения и опытного образца насоса ЦНСБ 45 – 1500 новой конструктивной схемы). Если учесть, что в этом случае применительно к рассматриваемой конструктивной схеме установка в насосе энергоемкого разгрузочного устройства не является необходимостью, то очевидной становится еще одна область применения рассматриваемых ПЧ: замена меньшего количества ступеней низкой быстроходности большим количеством ступеней повышенной быстроходности.

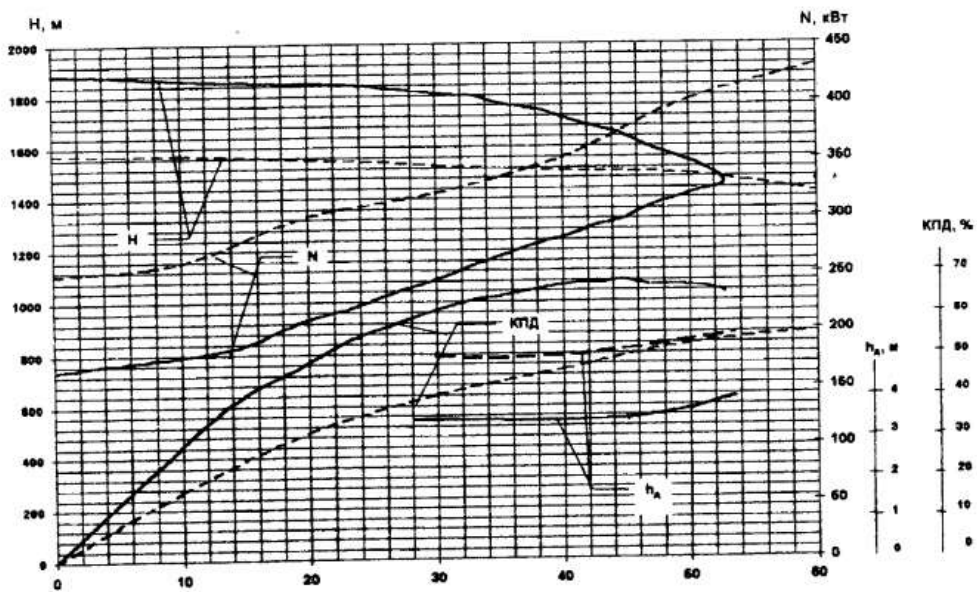


Рисунок 1 – Сравнительные характеристики насосов ЦНС 63 – 1400 и ГНС ЦНСБ 45 - 1500

Конкретизация этого утверждения связана с конкретными условиями – реальными параметрами ПЧ, абсолютными геометрическими размерами, чистотой обработки поверхностей конструктивных элементов ПЧ, величиной относительных зазоров и т.д.

Следует отметить, что при принятии решения о замене ПЧ традиционного типа на ПЧ с плавающими РК нужно учитывать, что при этом сохранить присоединительные, габаритные размеры насоса, а также максимально унифицировать его с существующими серийно выпускаемыми машинами, как правило, не удастся. Поэтому необходим технико – экономический расчет затрат на освоение производства нового насосного оборудования и прибыли от увеличения КПД создаваемых машин.

Одним из главных факторов, определяющих работоспособность ступени со среднеразмерным плавающим РК, является надежная работа опор скольжения. Как в теории торцовых уплотнений, так и в теории гидродинамической смазки существуют комплексные показатели: PV – фактор [7] и критерий Зоммерфельда [8]. Оба эти показателя определяют границы применимости той или иной конструкции торцового уплотнения или опоры скольжения. В рассматриваемом случае применение этих критериев можно считать целесообразным, причем в выражении PV параметром P считать не уплотняемое давление (как в теории торцовых уплотнений), а контактное давление. Отсюда следует еще одно дополнение к области применения рассматриваемой схемы: соответствующие показатели и критерии не должны превышать определенных, специфичных для конкретной схемы, критических значений. Кроме того, увеличение этих критериев за счет скорости вращения приводит к проблемам виброненадежности и динамической устойчивости создаваемого насоса.

Вывод: конструктивная схема ПЧ со среднеразмерным плавающим РК имеет свою специфическую нишу в техносфере. Рассмотренная конструктивная схема открывает широкие возможности для модернизации существующего и создания нового, высокоэкономичного, более совершенного насосного оборудования.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Богданов А.А. Погружные центробежные насосы. – М.:Недра, 1969 – 272 с.
2. Гулый А.Н., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б. Усовершенствование геометрии передней пазухи насоса типа ЦНС. // Вестник НГУУ «КПИ»: Машиностроение, вып.35. – Киев, 1999. – с. 205 – 210.
3. Руденко А.А. Об оптимизации параметров ступени с центробежным плавающим рабочим колесом. // Вестник НГУУ «КПИ». Машиностроение, вып. 38, т.2 – Киев, 2000 – с. 29 – 35.

4. Олада Н.М., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б. Особенности влияния геометрии задней пазухи центробежного плавающего рабочего колеса на характеристику насосной ступени. // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение, вып. 36, т.1 – Киев, 1999 - с. 217 – 226.
5. Руденко А.А. Об оптимизации параметров ступени с центробежным плавающим рабочим колесом. // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение, вып. 38. – Киев, 2000. – с. 29 – 34.
6. Евтушенко А.А., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б. Основные положения методики проектирования проточной части многоступенчатого центробежного насоса со среднеразмерными рабочими колесами плавающего типа // Сб. научных трудов международной научно – технической конференции “Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования” – Харьков, ИПМаш, 2000 г. – с. 441 - 448.
7. Голубев А.И. Торцовые уплотнения вращающихся валов. М.: Машиностроение, 1974.
8. Подольский М.Е. Упорные подшипники скольжения: Теория и расчет. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд – ние, 1981. – 261 с.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ЦЕНТРОБЕЖНОМ КОЛЕСЕ

RESULTS OF AN INVESTIGATION OF WORKING PROCESS IN CENTRIFUGAL IMPELLER

ЖАРОВ Геннадий Алексеевич, с.н.с.,
ОАО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина.

Abstract. Static pressures on the surface have been measured as well as impact pressures ahead inlet and outlet of interblades passage with optimum flow where indication of axial eddy exists. At low rotational speed the axial eddy is observed in the absence of flow through centrifugal impeller. As rotational speed is increased the axial eddy disturbs and disappears. In order to explain the nature of axial eddy it is proposed to use kinetic theory of fluids.

Посвящается моим учителям:

Г.Ф. Проскуре, Д.Я. Алексапольскому, Л.С. Шмуглякову, Э.Э. Рафалесу,
С.С. Серикову, С.С. Рудневу, В.А. Марцинковскому

В работах [1,2,3] изложены методика исследований, описание экспериментальных установок, первые результаты экспериментальных исследований. Статическое давление измерялось на поверхности одного межлопастного канала центробежного колеса в 163 точках, полное давление измерялось перед входом в межлопастной канал и перед выходом из него в 16 точках. Эпюра статического давления, в зависимости от квадрата расхода жидкости через рабочее колесо (РК), имеет линейную зависимость. Тангенс угла наклона прямой обозначим:

$$\overline{\Delta p_n} = \frac{\left(\frac{P_n - P_{ax}}{\gamma}\right)650 - \left(\frac{P_n - P_{ax}}{\gamma}\right)550}{100}, \quad (1)$$

где n – номер отбора давления,

P_{ax} – давление перед РК,

γ – удельный вес воды,

650 и 550 – показания манометра, измеряющего расход через насос.

Уравнение (1) в сочетании с уравнением Бернулли характеризует движение жидкости в РК. Отрицательное значение $\overline{\Delta p_n}$ свидетельствует об уменьшении давления в отборе при увеличении расхода, что соответствует увеличению относительной скорости W с увеличением расхода.

Положительное значение $\overline{\Delta p_n}$ свидетельствует об увеличении давления в отборе при увеличении расхода, что соответствует уменьшению относительной скорости W с увеличением расхода.

Изменение $\overline{\Delta p_n}$ по лопасти представлено на рис. 1.

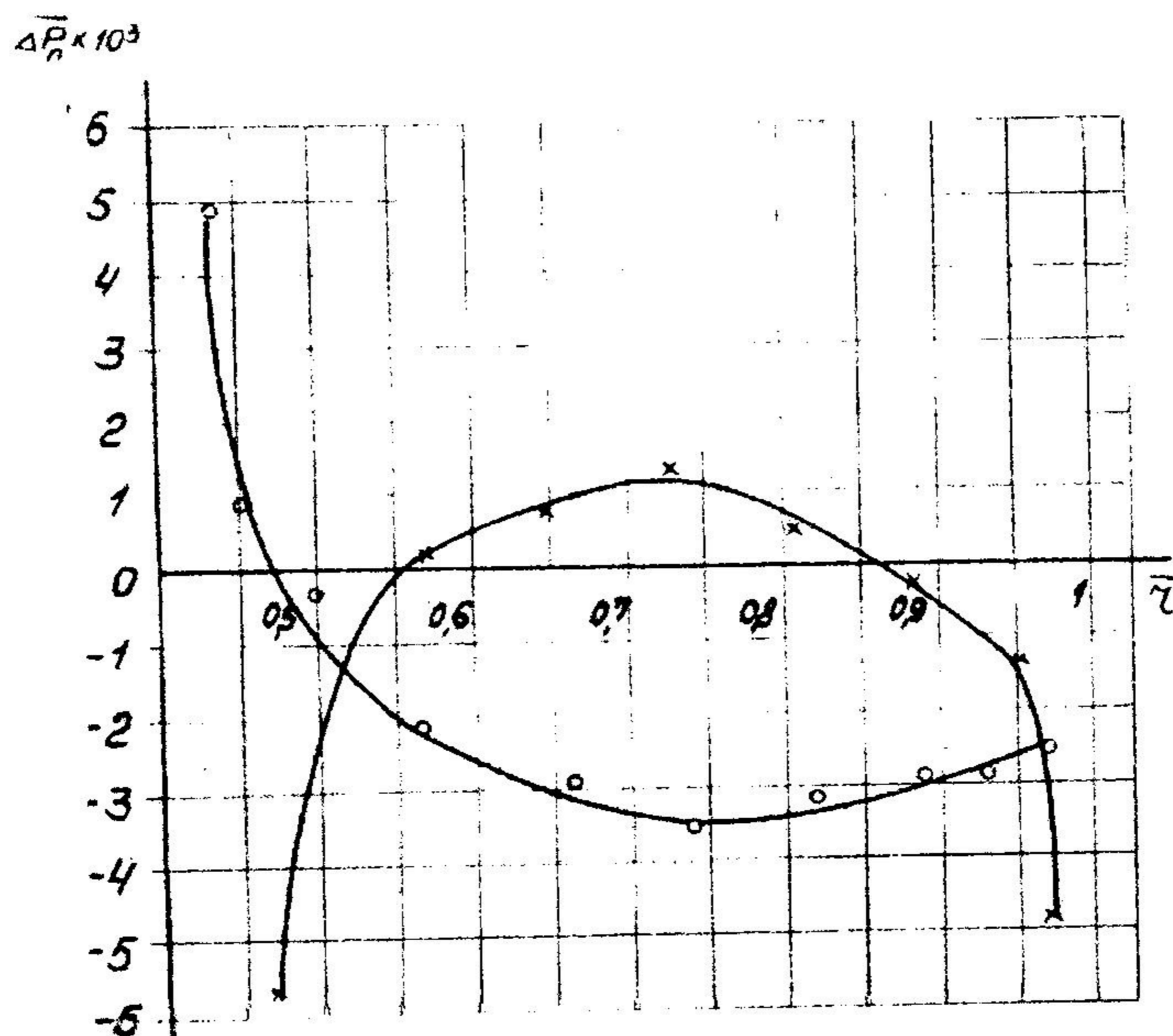


Рисунок 1 - Тангенс угла наклона эпюры статического давления по лопасти $x, 0$ — соответственно рабочая и тыльная сторона лопасти

На тыльной стороне лопасти от $\bar{r} < 0.47$ до входной кромки, $\overline{\Delta p_n}$ возрастает с увеличением расхода, что соответствует уменьшению относительной скорости с увеличением расхода.

При $\bar{r} = 0.47$ статическое давление не изменяется при увеличении расхода. При $0.47 < \bar{r} < 0.75$, $\overline{\Delta p_n}$ уменьшается, что соответствует уменьшению статического давления в отборе и соответственно увеличению относительной скорости W при увеличении расхода.

На рабочей стороне лопасти $\overline{\Delta p_n}$ возрастает от значений на входной кромке до $\bar{r} = 0.725$, что соответствует росту статического давления при увеличении расхода и соответственно снижению относительной скорости с увеличением расхода. При $\bar{r} = 0.55$ и $\bar{r} = 0.86$ давление остается постоянным при увеличении расхода — относительные скорости не изменяются при увеличении расхода. От $\bar{r} > 0.725$ до выходной кромки лопасти $\overline{\Delta p_n}$

уменьшается, что соответствует уменьшению статического давления и увеличению относительной скорости при увеличении расхода.

Распределение относительного давления

$$\bar{p}_n = \frac{p_n - p_{ax}}{\gamma} / \frac{U_n^2}{2g} \quad (2)$$

по средней струйке лопасти при оптимальном расходе представлено на рис.2.

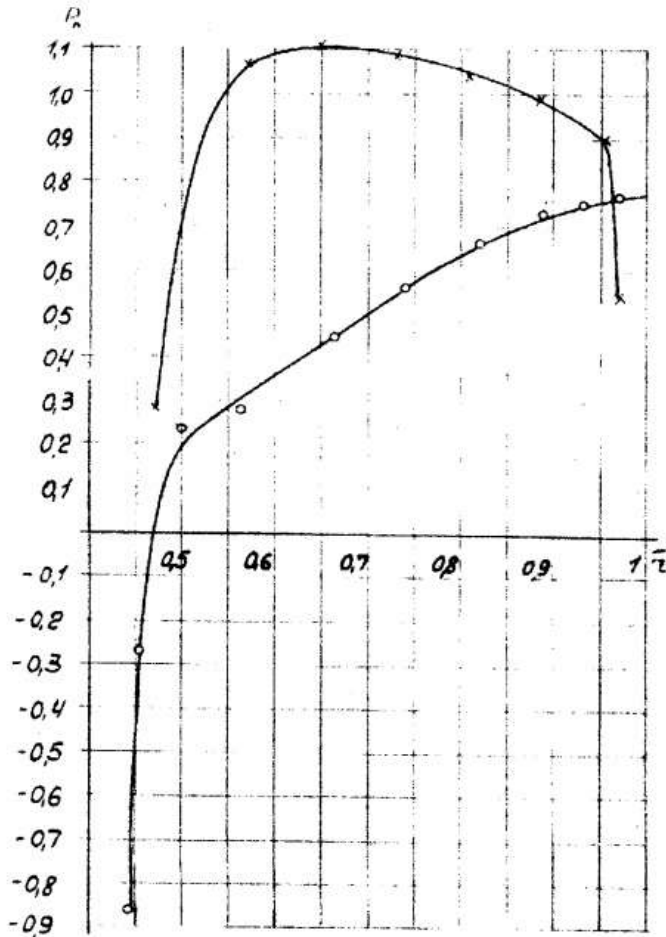


Рисунок 2 - Относительное давление по лопасти x , 0 – рабочая и тыльная сторона, соответственно

На рабочей стороне лопасти при $\bar{r} = 0,55$ и $\bar{r} = 0,86$ статическое давление равно 1, что возможно при $W=0$. На рабочей стороне лопасти при $0,55 < \bar{r} < 0,86$ относительное давление $\bar{p}_n > 1$, что возможно при обратном движении жидкости, при отрицательной относительной скорости, т.е. на рабочей стороне лопасти при оптимальном расходе существует вторичное течение, направленное по лопасти против основного потока.

Относительное давление на входе в РК при оптимальной подаче изменяется циклически (рис.3).

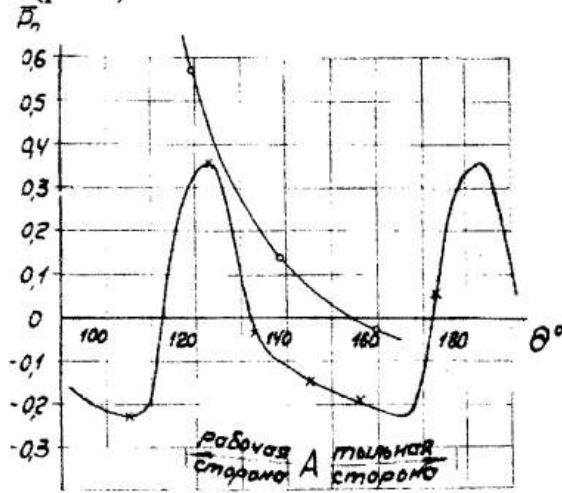


Рисунок 3 - Относительное давление на входе в РК
 X — на ведомом диске перед входными кромками,
 O — на ведущем диске за входными кромками,
 A — координаты входных кромок лопасти

Начало отсчета угла θ от выходной кромки рабочей стороны лопасти дренированного межлопастного канала.

Изменение Δp_n на входе в РК приведено на рис.4.

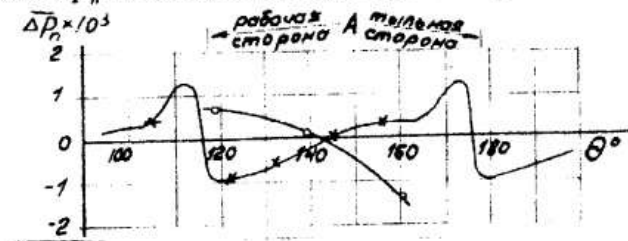


Рисунок 4 - Тангенс угла наклона эпюры статического давления на входе в РК
 X — на ведомом диске перед входными кромками,
 O — на ведущем диске за входными кромками,
 A — координаты входных кромок лопастей

В области повышенных давлений у рабочей стороны лопасти (рис. 3) при изменении расхода $\Delta p_n < 0$ (см. рис.4), т.е. с увеличением подачи относительная скорость тоже увеличивается. В области пониженных давлений у тыльной стороны лопасти $\Delta p_n > 0$, т.е. с увеличением подачи относительная скорость уменьшается.

Однако, за входными кромками на вращающемся диске наблюдается обратное явление, т.е. у рабочей стороны лопасти, относительные скорости уменьшаются, а у тыльной — увеличиваются, соответственно, с увеличением расхода.

Относительное давление перед выходом из РК на радиусе $\bar{r} = 0.975$ и в средней части межлопастного канала на $\bar{r} = 0.822$ представлены на рис. 5.

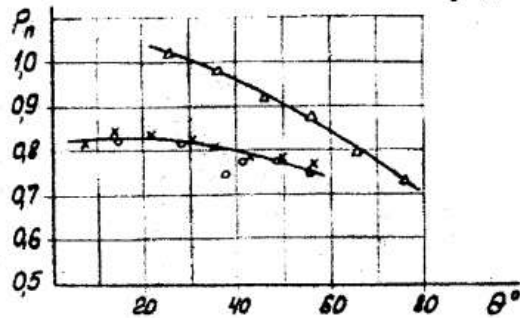


Рисунок 5 - Относительные давления
X, O - по $\bar{r} = 0.975$ на ведомом и ведущих дисках РК
 Δ - по $\bar{r} = 0.822$

Относительные давления на вращающемся и ведомом дисках по $\bar{r} = 0.975$ практически одинаковы при оптимальном расходе. У рабочей стороны лопасти относительное давление выше на 10%, чем у тыльной стороны.

Относительное давление по $\bar{r} = 0.822$ на вращающемся диске у рабочей стороны лопасти выше, чем у тыльной на 40% и $p_n > 1$, что соответствует распределению давлений на рабочей стороне лопасти (см. рис.2).

При изменении расхода Δp_n по $\bar{r} = 0.975$ на вращающемся и ведомом дисках не одинаковы, что указывает на сложность структуры потока на выходе из РК (см. рис. 6).

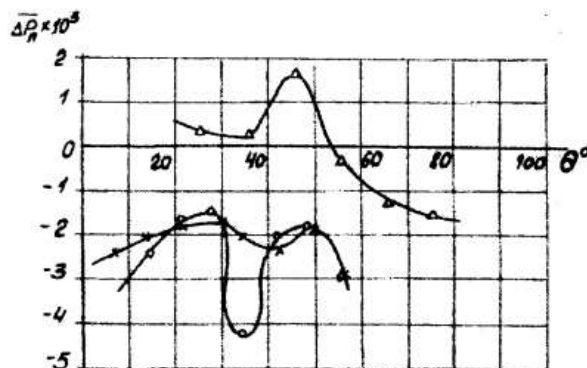


Рисунок 6 - Тангенс угла наклона эпюры статического давления
X, O - по $\bar{r} = 0.975$ на ведомом и ведущих дисках РК
 Δ - по $\bar{r} = 0.822$ на вращающемся диске

По $\bar{r} = 0.822$ примерно половина потока в плане возле рабочей стороны лопасти замедляется, а у тыльной стороны лопасти ускоряется. Величины и направления относительных скоростей на входе и перед выходом РК при оптимальном расходе представлены на рис. 7,8.

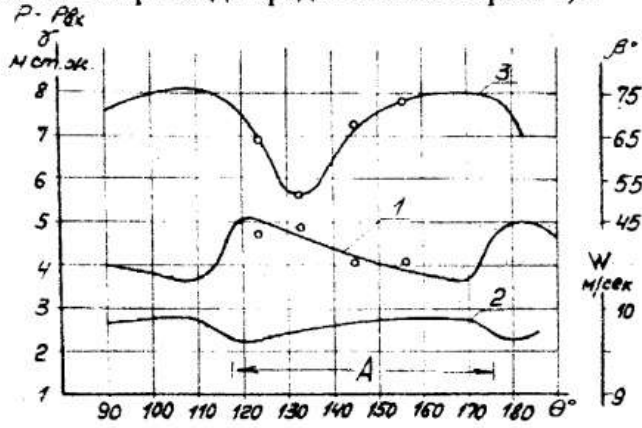


Рисунок 7 - Параметры потока на входе в РК

1 - полное давление $\frac{p - p_{02}}{\rho c^2}$,

2 - относительная скорость W , 3 - угол потока β

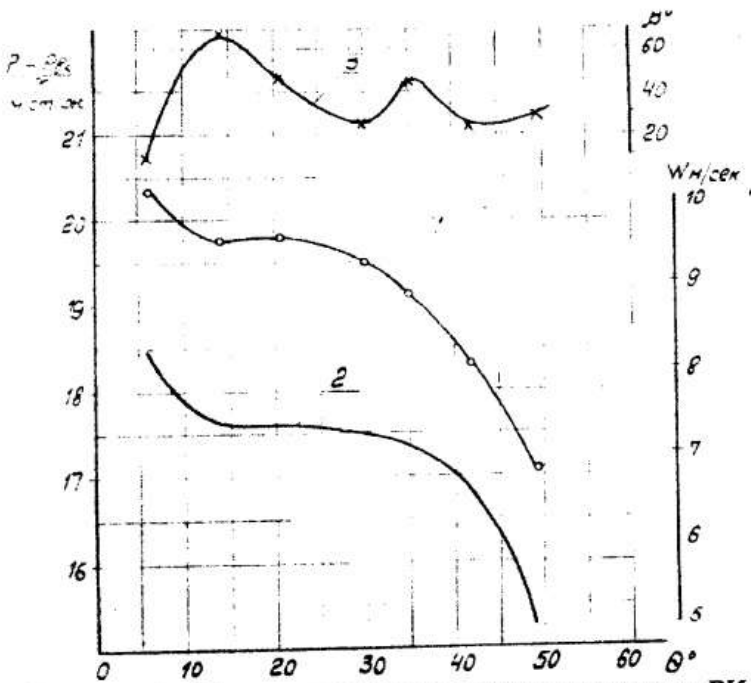


Рисунок 8 - Параметры потока перед выходом из РК

1 - полное давление $\frac{p - p_{02}}{\rho c^2}$,

2 - относительная скорость W , 3 - угол потока β

Полное давление в относительном движении на входе в РК в плане изменяется циклически (1), относительная скорость (2) изменяется от 9,6 до 9,9 м/с, повышаясь в направлении к тыльной стороне лопасти. Направление движения жидкости характеризуется углом β (3).

Полное давление в относительном движении перед выходом из РК (1) понижается к тыльной стороне лопасти. Относительная скорость уменьшается от 8,5 м/с у рабочей стороны лопасти до 5 м/с у тыльной, т.е. поток затормаживается перед выходом из РК у тыльной стороны лопасти.

Угол потока β (3) изменяется в широком диапазоне от 10 до 64° (угол лопасти $\beta_{2f}=25^\circ$)

Киносъемка движения жидкости в РК №1,2,3 производилась при расходах, близких к оптимальным. По результатам киносъемки построены траектории движения частиц полиэтилена, наложенные на один канал (рис. 9,10,11).

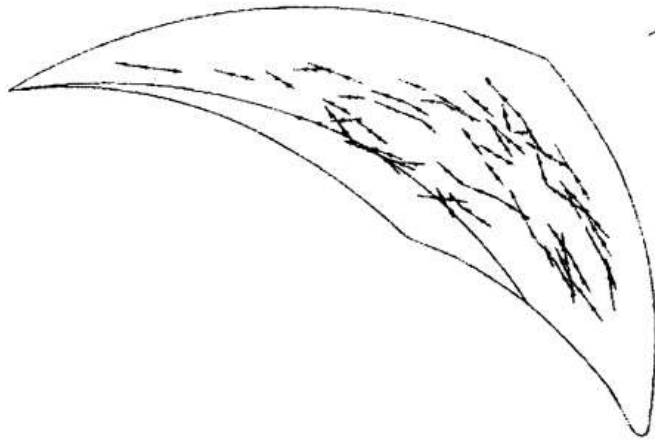


Рисунок 9 - Траектории частиц в относительном движении для РК №1

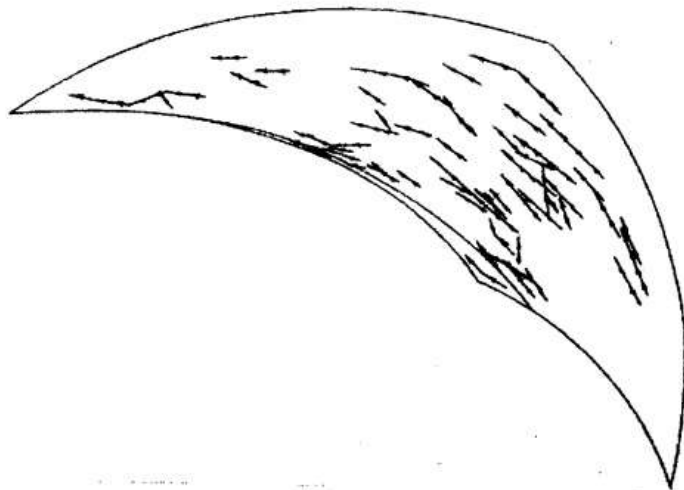


Рисунок 10 - Траектории частиц в относительном движении для РК №2

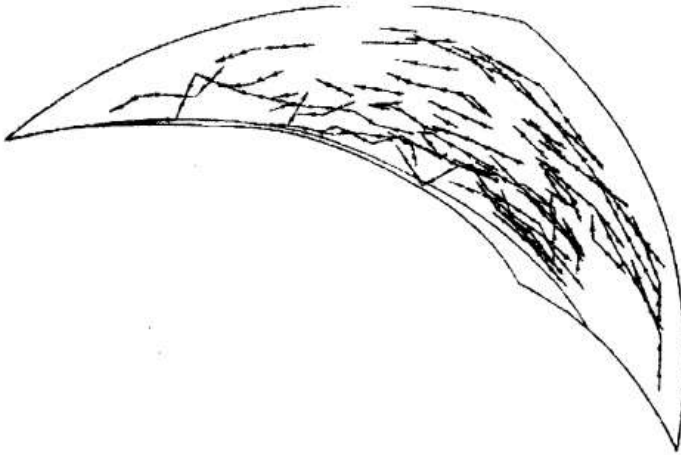


Рисунок 11 - Траектории частиц в относительном движении для РК №3

Общим для трех колес является, что частицы полиэтилена движутся на некотором расстоянии от тыльной стороны лопасти. Видимо это пограничный слой у тыльной стороны лопасти.

В трех колесах скос потока наблюдается в межлопаственном канале задолго до выхода РК.

Относительные скорости в межлопаственном канале (рис.12,13,14) определялись по статическим давлениям (РК №1) по результатам кино съемки в РК № 1,2,3, по методу Стейница в РК № 1,2,3.

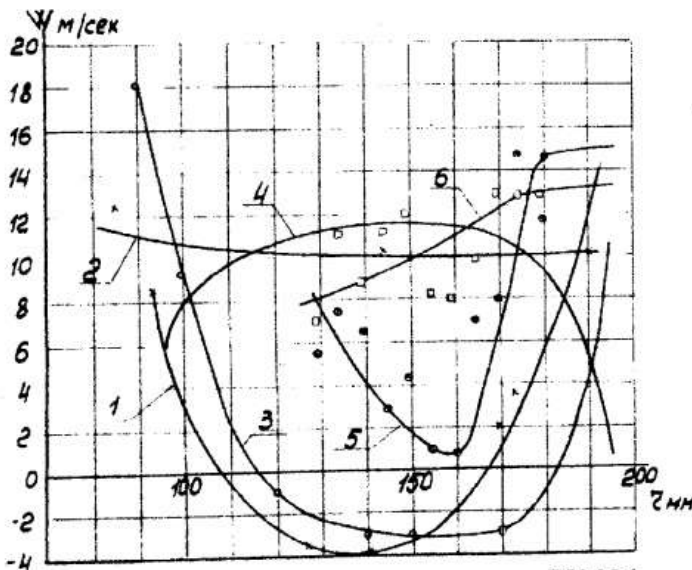


Рисунок 12 - Относительные скорости в РК №1

1,3,5 - для рабочей стороны лопасти; 2,4,6 - для тыльной стороны лопасти;

1,2 - по статическим давлениям; 3,4 - по методу Стейница;

5,6 - по результатам кино съемки

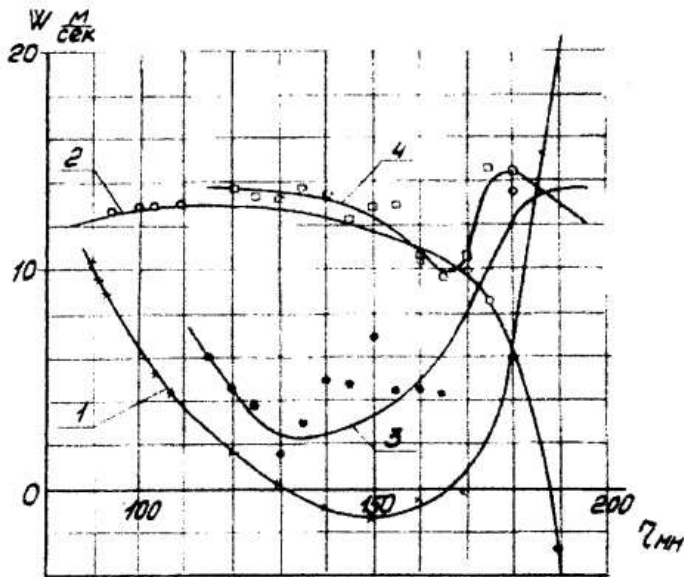


Рисунок 13 - Относительные скорости в РК №2

1,3 – для рабочей стороны лопасти; 2,4 – для тыльной стороны лопасти,
1,2 – по результатам киносъемки; 3,4 – по методу Стейница

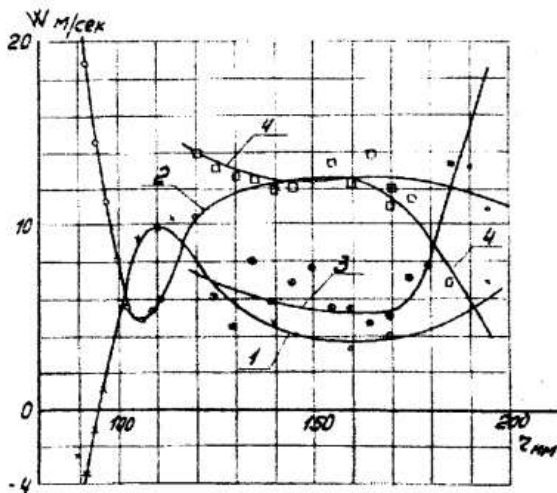


Рисунок 14 - Относительные скорости в РК №3

1,3 – для рабочей стороны лопасти; 2,4 – для тыльной стороны лопасти;
1,2 – по результатам киносъемки; 3,4 – по методу Стейница

У РК № 1,2 на рабочей стороне лопасти получены отрицательные значения относительной скорости, что соответствует представлениям о вторичном потоке, направленном у рабочей поверхности лопасти против основного.

Профилированием проточной части РК №3 устранен вторичный поток.

Наблюдения относительного вихря в РК производились при угловой скорости вращения $\omega=0,6 \text{ сек}^{-1}$ и $0 < \omega = 104,6 \text{ сек}^{-1}$.

При малой угловой скорости наблюдается относительный вихрь, угловая скорость которого равна угловой скорости РК (рис.15, 16).

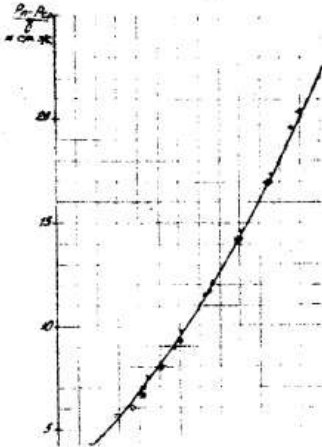


Рисунок 15 - Статические давления на рабочей стороне лопасти (O)
X – ведущий диск, Δ - ведомый диск

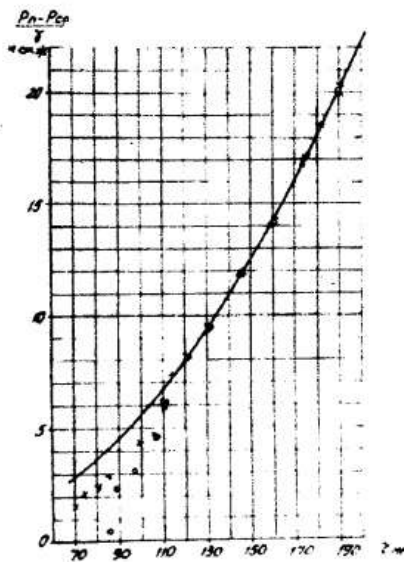


Рисунок 16 - Статические давления на тыльной стороне лопасти (O),
X – ведущий диск,
 Δ - ведомый диск

За время набора оборотов в каналах РК наблюдается относительное движение жидкости, которое быстро исчезает. При $\omega=104,6 \text{ сек}^{-1}$ относительное движение в каналах РК отсутствует. Это подтверждается замерами давлений на поверхности РК.

Зафиксированное отклонение статических давлений на тыльной стороне лопасти от кривой $u^2/2g$ объясняется открытым входом в РК (рис. 6).

На основании приведенных экспериментальных данных сделаны следующие выводы.

При оптимальном расходе наблюдаются признаки, свойственные относительному (осевому) вихрю: скос потока перед выходом из РК, обратное движение жидкости у рабочей стороны лопасти.

При вращении РК с малыми угловыми скоростями наблюдается относительный (осевой) вихрь, угловая скорость которого равна угловой скорости РК, но противоположна по знаку.

С момента начала вращения РК наблюдается относительное движение жидкости в каналах РК, которое с ростом числа оборотов разрушается и исчезает.

Принятая модель движения жидкости в центробежном колесе (поток протекания + относительный вихрь) не объясняет полученные экспериментальные данные.

Для понимания рабочего процесса в РК необходимо привлечь современное представление о жидкостях, в частности, воды [4,5].

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Жаров Г.А. Исследование поля давлений и скоростей в центробежном колесе/ Гидравлические машины, 1968, вып.2, с. 64.
2. Жаров Г.А. Установка для визуальных исследований потока в центробежном колесе// Интенсификация технологических процессов в химической и машиностроительной промышленности. ХОЛПИ им. В.И. Ленина, Харьков, 1971, с. 30.
3. Жаров Г.А. Исследование рабочего процесса в центробежном колесе Отчет арх.№ЩЕ 164-69, рег.№68016873. инв.№60, УкрВНИИГидромаш, Сумы, 1969.
4. Френкель Я.И. Кинетическая теория жидкостей, АН СССР, 1945.
5. Самойлов О.Я. Структура водных растворов электролитов и гидратация ионов, АН СССР, М. 1957.

10-я Международная научно-техническая конференция "ТЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТРЕХМЕРНОГО КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ УЗЛОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

USING OF 3D COMPUTER SIMULATION FOR DESIGNING OF CENTRIFUGAL PUMP PARTS

ЗАЕЦ Владимир Владимирович, инженер-конструктор,
ЦВЫК Николай Иванович, инженер-программист,
ГАЛЕТА Людмила Андреевна, ведущий конструктор,
КОРЧАН Ольга Трофимовна, ведущий конструктор,
ЧЕРНОВ Александр Евгеньевич, к.т.н., зав. отделом,
ОАО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина.

Abstract. In this report designers present the experience on a common use two systems of automatic design system (CAD system) during multi-stage pump working out.

В условиях усиливающейся конкуренции к современным предприятиям предъявляются все более жесткие требования по сокращению сроков проектирования новых изделий, увеличению их ассортимента, минимизации затрат и сроков подготовки производства. Обеспечить "гибкость" производства, его ориентацию на конкретного заказчика, помогают новые технологии автоматизированного проектирования изделий и автоматизация технологической подготовки производства [1]. Постоянно растет число предприятий, которые активно используют современные средства САПР при разработке новой машиностроительной продукции, причем наблюдается тенденция к активному использованию на стадии «проработки» конструкции трехмерного компьютерного моделирования [2 - 4]. Построение трехмерной компьютерной модели позволяет конструктору наглядно представить весь цикл создания узла или машины, рассмотреть ее со всех сторон, учесть все нюансы взаимной увязки сопрягающихся деталей, поработать над дизайном. При этом появляется возможность получить массовые и инерционные характеристики деталей и конструкции в целом, определить положение центра тяжести и, при наличии соответствующих моду-

лей расширения, выполнить прочностные и тепловые расчеты, провести кинематический анализ.

В ОАО ВНИИАЭН на протяжении последних лет велась активная работа по внедрению компьютерных методов проектирования центробежных насосов. До настоящего времени для этих целей активно использовались только двумерные САД системы, в основном AutoCAD (фирмы Autodesk Co.) различных версий. Причем процесс «проработки» конструкции новой машины выполнялся конструктором на кульмане, и, только после его окончания, выпуск конструкторской документации осуществлялся на компьютерах, то есть компьютерное проектирование применялось не системно, а фрагментарно, только на конечном этапе.

В настоящее время руководство института перед конструкторскими и научно-исследовательскими отделами поставило задачу в кратчайшие сроки освоить современные САД системы и методологию компьютерного проектирования центробежных насосов большой мощности. С этой целью под руководством заместителя директора по научной работе была создана временная группа, отвечающая за внедрение и распространение САПР на ОАО ВНИИАЭН, в обязанности членов которой входит следующее:

- создание стандарта предприятия (СТП) по оформлению чертежей, разработанных в системе автоматизированного проектирования AutoCAD;
- анализ и тестирование современных программных средств автоматизированного проектирования;
- обучение конструкторов методам эффективного использования средств САПР на предприятии;
- внедрение новой методологии компьютерного проектирования на основе построения трехмерных компьютерных моделей;
- координация действий по компьютерному проектированию машины между ведущими отделами и соисполнителями.

В настоящем докладе представлен опыт использования современных средств компьютерного проектирования в отделе уплотнений и подшипников ОАО ВНИИАЭН. Принимая во внимание специфику конструкторской части отдела – разработку конструкторской документации на отдельные, зачастую типовые, узлы центробежных насосов, а именно:

- концевые уплотнения роторов;
- подшипниковые узлы;
- соединительные упругие пластинчатые муфты;

становится очевидным, что внедрение средств автоматизированного проектирования будет особенно эффективно именно в такого рода подразделениях, в которых большая часть времени тратится на совершенствование (модернизацию) уже готовых узлов.

Конструкторскому сектору, который специализируется на разработке упругих пластинчатых муфт, была поставлена задача в максимально сжатые сроки выпустить рабочие чертежи различных типоразмеров одного

вида муфты. Одним из основных требований было то, что чертежи должны быть в формате DWG (во всех отделах предприятия применялся AutoCAD 2000 с надстройкой для оформления чертежей по правилам ЕСКД, разработанной белорусским НПП «ИНТЕРМЕХ»). Для исключения возможных ошибок в конструкции и ускорения процесса проектирования было принято решение при разработке муфты применить трехмерное проектирование.

При выборе программного обеспечения рассматривались программы имеющие возможность передачи двухмерных чертежей в AutoCAD 2000. Наилучшим решением была бы передача двумерных чертежей в AutoCAD через формат DWG. Исходя из этого были рассмотрены две программные системы трехмерного проектирования - Autodesk Mechanical Desktop 6.0 и Autodesk Inventor 4.0. В процессе освоения этих программных продуктов выяснилось, что по функциональным возможностям для проектирования наших изделий подходят обе системы. Autodesk Mechanical Desktop 6.0 имел некоторое преимущество в плане того, что трехмерные модели и двухмерные чертежи изначально разрабатывались в формате DWG, но в свою очередь Autodesk Inventor 4 имел возможность экспортировать двухмерные чертежи в формат DWG.

После сравнительного анализа было принято решение для проектирования упругих соединительных муфт использовать Autodesk Inventor 4, так как время, необходимое для его освоения, в несколько раз меньше, чем то которое нужно затратить на освоение Autodesk Mechanical Desktop 6.0. В любой публикации, посвященной Autodesk Inventor, непременно упоминается, что этот продукт осваивается за один день - если это и преувеличение, то очень небольшое [1, 5].

Autodesk Inventor предназначен для трехмерного проектирования изделий на предприятиях машиностроительного профиля. Модель детали выполняется методами твердотельного моделирования, при этом имеется возможность создание моделей сборок и выпуск конструкторской документации. Очень удобной особенностью этой CAD системы является таблица параметров детали. Создается один узел, а затем в таблицы параметров его деталей вводятся численные значения новых размеров и таким образом получается другой типоразмер одного узла без новой «проработки». Кроме того, Autodesk Inventor несложен и в использовании, что существенно повышает производительность труда конструктора.

Autodesk Inventor динамично развивается, каждая новая версия предлагает множество новых возможностей, повышающих производительность труда конструктора. Система функционирует на персональных компьютерах под управлением Windows (98 или NT). Интерфейс удобен и прост, быстро осваивается пользователями, имеющими элементарные навыки работы на компьютере в операционной системе Windows (98 или NT). Меню не содержит глубокой вложенности, инструментальные панели автоматически меняются при смене режима работы, широко используется система

контекстных меню. В Autodesk Inventor можно непосредственно загружать чертежи из AutoCAD в формате DWG. Имеется набор интерфейсов для обмена моделями с другими CAD- и САМ-системами, например форматы SAT, STEP, DXF и др. За время опытной эксплуатации система показала себя вполне работоспособной, пригодной для проектирования муфт и получения конструкторской документации (рисунок 1).

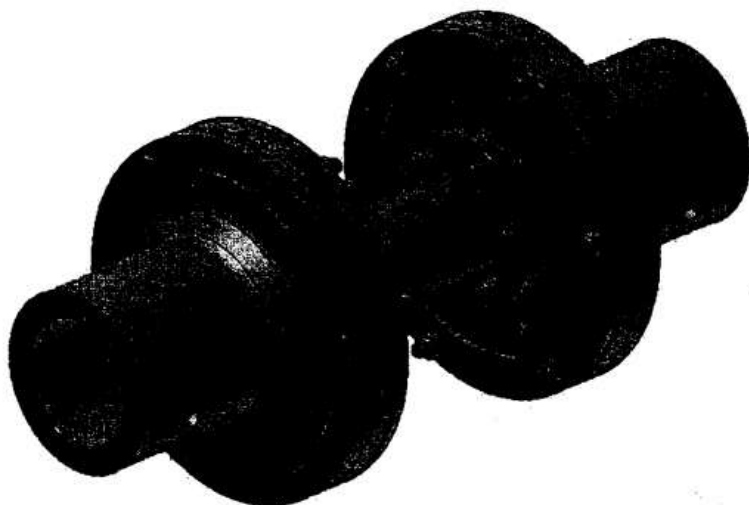


Рисунок 1 – Трехмерная компьютерная модель упругой пластинчатой муфты (МУП) для центробежного насоса (Autodesk Inventor 4.0)

Молодые специалисты в конструкторском секторе уплотнений в качестве базовой CAD системы твердотельного проектирования выбрали SolidWorks 2000. Руководство не препятствовало «творческому поиску» молодых конструкторов, придерживаясь следующего принципа – работаешь ты, значит ты сам и должен определять каким инструментом тебе пользоваться. Единственным условием при этом было выполнение конструкторской документации в формате DWG, то есть обеспечение совместности трехмерных моделей с двумерными в этом формате. В настоящее время НПП «ИНТЕРМЕХ» рекомендует использовать со своим продуктом CADMECH либо Autodesk Inventor либо SolidWorks, что свидетельствует о том, что эти продукты хорошо совместимы с AutoCAD и обладают всеми возможностями, необходимыми для быстрого и качественного создания трехмерных моделей деталей и узлов средней сложности (до 13 тысяч сборочных единиц).

Русифицированная версия SolidWorks представляет собой программный комплекс САПР, позволяющий проектировать изделия любой сложности практически без ограничения на количество элементов сборки и выпускать чертежи, спецификации и другие документы, в соответствии с

ГОСТ, который уже "защит" в саму систему наряду с другими международными стандартами. Плюс к этому, SolidWorks может служить также как источник данных для других систем, что позволяет решить компромиссным и эффективным способом вопрос о переходе (или не переходе) всего конструкторского бюро на одну систему. Т.е. без ограничений возможности работать в существующих системах, используя и задел в виде готовых разработок, и накопленный опыт конструкторов и технологов, при этом сохранить средства, вложенные в автоматизацию ранее.

Несмотря на то, что SolidWorks содержит все возможности для выпуска профессиональной документации в соответствии ЕСКД, на рабочей стадии проектирования могут возникнуть проблемы с выпуском КД, т.к. концепция чертежного модуля SolidWorks (RapidDraft) отличается от общепринятых норм традиционных 2D САПР, где линии можно удалить, удлинить, переместить по собственному желанию. При создании в SolidWorks двумерных чертежей (RapidDraft) между плоскими видами, сечениями, разрезами детали и деталью в 3D существует жесткая параметрическая связь. Она выражается в том, что кардинально изменять геометрию проекции детали на плоскости можно только через изменение геометрии в 3D. Нельзя удалить не понравившуюся линию или наоборот добавить на чертеж объект, который не присутствует в 3D. Такая связь называется ассоциативной. На первый взгляд, она кажется неудобной, но на самом деле она является одним из главных достоинств параметрических 3D САПР, т.к. обеспечивает выпуск точной и корректной документации.

Принцип построения параметрической трехмерной модели в SolidWorks исходно отличается от традиционного. Сохраняется не жесткая геометрия элемента, а принцип его построения. Размеры и взаимосвязи между элементами (касательность, параллельность, концентричность и др.) приобретают здесь особое значение, они являются исходными данными для точного построения. Таким образом, через реальное построение фактически записывается ход конструкторской мысли. Но это вовсе не значит, что все ходы и модификации модели на будущее надо продумать. Это означает лишь то, что заданная идея построения будет отрабатываться при любых модификациях проекта в целом. Причем, способ построения элемента SolidWorks помнит всегда и по всей структуре проекта. Это особенно важно, когда необходимо установить идеологическую зависимость между элементами различных деталей (стыковой узел). Если же конструктор на момент проектирования не знает исходных данных (размеров) или будущих взаимосвязей, это не влияет на темп работы в будущем. Любая зависимость может быть задана и отредактирована в тот момент, когда в этом возникнет необходимость. Косвенным доказательством изложенного можно считать возможность создания в SolidWorks сборок, содержащих тысячи компонентов и большое количество сложных деталей, типа картера двигателя. Такие проекты просто невозможно сделать, если заранее про-

думывать все взаимосвязи или иметь сложный механизм их назначения и поддержки.

На освоение указанных систем твердотельного (трехмерного) проектирования понадобилось около 2-х месяцев, в течение которых были разработаны трехмерные модели и выпущена конструкторская документация на две упругих муфты, подшипника скольжения и три вида концевых уплотнений вала (комбинированное сальниковое, торцовое механическое и двойное торцовое уплотнение). Трехмерные компьютерные модели подшипника скольжения и комбинированного сальникового уплотнения вала, созданные в среде SolidWorks 2000, показаны на рисунках 2 и 3. При этом характерно то, что для трехмерного проектирования использовались имеющиеся в распоряжении компьютеры, которые, по современным меркам, относятся к нижнему классу (low-end) по производительности и оснащению (процессор Celeron 700, 128 Мб ОЗУ, встроенное видео).

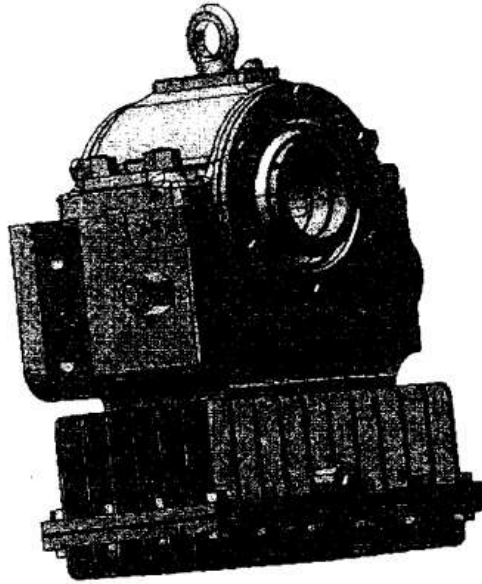


Рисунок 2 – Трехмерная компьютерная модель подшипникового узла (SolidWorks 2000)

Активное участие в работе по освоению компьютерного проектирования, наряду с молодыми специалистами, приняли опытные конструкторы, которым очень понравилась возможность увидеть своими глазами проектируемый узел на экране компьютера «во всей красе» без необходимости изготавливать его экспериментальный образец. При этом в процессе работы происходило взаимное обучение – ведущий конструктор осваивал возможности компьютерного проектирования, то есть воочию видел возмож-

ности САD системы, при этом практически без обучения имел возможность (руками молодого специалиста) строить твердотельную модель очень похожую на «живой» узел. В то же время молодой специалист, не имеющий опыта конструирования, но хорошо освоивший компьютерную технику, получал необходимые навыки при проектировании таких ответственных узлов насосов, как подшипники, муфты, уплотнения.

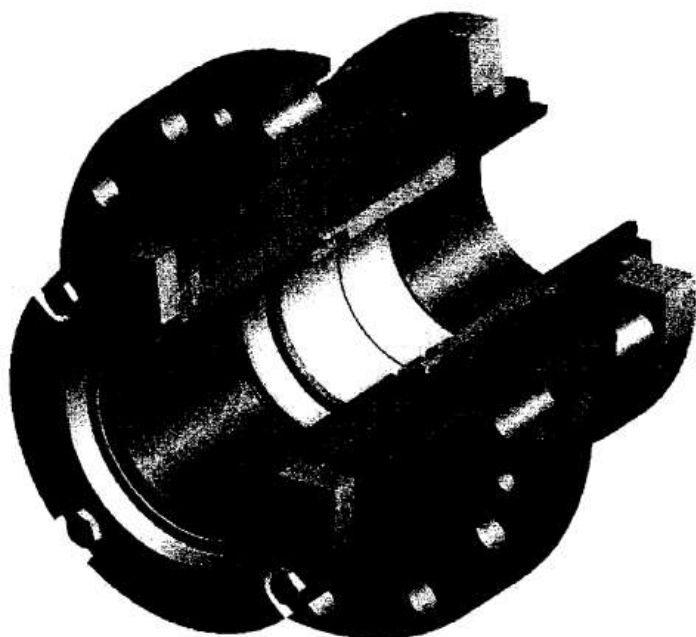


Рисунок 3 – Трехмерная компьютерная модель комбинированного сальникового уплотнения (SolidWorks 2000)

Конструкторская документация на соединительные упругие муфты, подшипниковые узлы и концевые уплотнения центробежного многоступенчатого насоса выпускалась по следующей схеме, включающей несколько этапов:

- создание в системе твердотельного проектирования (Autodesk Inventor 4.0 или SolidWorks 2000) трехмерной компьютерной модели узла (с активным использованием средств параметризации);
- проверка условия сопряжения отдельных деталей в узле;
- передача, после согласования, трехмерных моделей узлов в ведущий отдел для компоновки машины;
- выполнение на трехмерных моделях деталей необходимых видов и разрезов;
- экспорт в формате DWG в AutoCAD 2000 полученных видов и разрезов деталей;

- простановка размеров на видах и разрезах, оформление рабочих чертежей деталей узла в соответствии с требованиями ЕСКД и СТП 1.517-02 [6] в системе CADMECH 2000 (разработка НПП «ИНТЕРМЕХ»).

По схожей схеме работали и конструкторы ДП ТН КБХА [2], только в качестве системы твердотельного проектирования они использовали PRO/ENGINEER 2000i, а для выпуска рабочих чертежей российскую САД систему КОМПАС 5.10.

Однако выяснилось, что представленная методика выпуска конструкторской документации имеет недостатки и самый главный из них это то, что теряется ассоциативная двусторонняя связь между трехмерной моделью и двухмерными чертежами. Если бы весь процесс проектирования происходил в системе твердотельного проектирования (например в SolidWorks 2000), то любое изменение размеров деталей узла автоматически переносилось бы и в двухмерные чертежи и наоборот. В данном случае это соответствие приходилось отслеживать «вручную», поэтому в будущем следует сосредоточиться на разработке твердотельных моделей и рабочих чертежей в одной САД системе с обязательным наличием ассоциативной связи между моделью и рабочими чертежами.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. В. Деркач, О. Пилипенко. За электронным кульманом: обзор современных САПР // СНИР, № 6, 2002г., сс. 54-62.
2. Р.В. Адоньев, В.Ю. Акулов. Опыт проектирования насосной станции МНС 60 с использованием программных средств PRO/ENGINEER 2000i и КОМПАС 5.10 // Труды I Международной научно-технической конференции «СИНТ'01», Воронеж, сс. 199-204.
3. В.Б. Терников, Д.С. Тышнюк. Создание электронасосных агрегатов с применением твердотельных САПР // Труды I Международной научно-технической конференции «СИНТ'01», Воронеж, сс. 117-120.
4. Р.В. Адоньев, С.В. Григорьев, А.В. Московченко, Д.С. Тышнюк, А.Н. Юров. Интеграция САД/САМ систем как средство повышения производительности труда и качества разработки насосного оборудования // Труды I Международной научно-технической конференции «СИНТ'01», Воронеж, сс. 384-387.
5. Каталог программного обеспечения САПР // Русская промышленная компания, 2002 г., 44 стр.
6. СТП 1.517-02 «Правила создания чертежей редактора "AutoCAD" в программно-графической среде "CADMECH"».

10-я Международная научно-техническая конференция "ГЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПОСТРОЕНИЯ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПРИ ЧИСЛЕННОМ РЕШЕНИИ УРАВНЕНИЙ РЕЙНОЛЬДСА

THE METODICAL ASPECTS OF CONNSTRUCTION TURBULENT MODELS' CREATION IN CASE OF REYNOLD'S EQUATION NUMERICAL CALCULATION

КОСТОРНОЙ Сергей Дмитриевич, д.т.н., профессор,
Сумский национальный аграрный университет, г. Сумы, Украина,

ДАВИДЕНКО Андрей Константинович, к.т.н.,
начальник СКБ «Химоборудования», г. Сумы, Украина,

КОСТОРНОЙ Александр Сергеевич,
инженер-конструктор СКБ "Химоборудования",
ОАО «НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы, Украина.

Abstract. The problem of reserved turbulent models construction in the incompressible liquid for tracks forming in case of solids' breaking streamlining. The model is based on the ideal liquid scheme (or the ideal liquid and the boundary layer).

Введение

Фундаментальные уравнения динамики жидкости основаны на универсальных законах сохранения: массы, количества движения и энергии. Закон сохранения количества движения - это второй закон Ньютона. Его применение к потоку жидкости дает векторное уравнение, известное как уравнение количества движения или как уравнение импульса. Закон сохранения энергии тождествен первому закону термодинамики и в динамике жидкости уравнение, являющееся его выражением, называется уравнением энергии. Для замыкания системы к уравнениям, полученным из упомянутых выше законов сохранения, следует добавить соотношения, устанавливающие связь между свойствами жидкости. Примером такого соотношения может быть уравнение состояния, связывающее термодинамические параметры жидкости: давление p , плотность ρ и температуру T .

Исторически сложилось два подхода к получению уравнений дина-

мики жидкости: феноменологический и использующий кинетическую теорию. В первом случае постулируются определенные соотношения между механическим напряжением и скоростью деформации, между потоком тепла и градиентом температуры, после чего уравнения динамики жидкости выводятся из законов сохранения. Требуемые константы пропорциональности между напряжением и скоростью деформации и между потоком тепла и градиентом температуры (называемые коэффициентами переноса) в этом подходе должны определяться экспериментальным путем. Во втором подходе (называемом еще математической теорией неоднородных газов) уравнения динамики жидкости получают с коэффициентами переноса, которые определяются в рамках некоторых интегральных соотношений, возникающих при рассмотрении динамики сталкивающихся частиц. Слабая сторона этого подхода состоит в том, что при вычислении интеграла столкновения необходимо определить силы взаимодействия между частицами. Таким образом, неопределенность феноменологического подхода, обусловленная экспериментом, сменяется неопределенностью математического свойства в кинетическом подходе. Эти два подхода приведут к одним и тем же уравнениям динамики жидкости, если при их выводе делаются равнозначные допущения.

Общая модель явления

Известно, что все течения жидкостей и газов делятся на два резко различные типа: спокойные и плавные течения, называемые ламинарными, и их противоположность - так называемые турбулентные течения, при которых скорость, давление, температура и другие гидродинамические величины беспорядочно пульсируют, крайне нерегулярно изменяясь в пространстве и во времени [1,2,3,4]. Сложный характер колебаний скорости и температуры при турбулентном течении, множество пульсаций различных периодов и амплитуд, наблюдающееся на графиках и фотографиях (рис.1), иллюстрируют сложную внутреннюю структуру турбулентных течений, резко отличающихся в этом отношении от ламинарных течений. Эта сложная структура сказывается на многих свойствах течения, оказывающихся весьма различными в ламинарном и турбулентном случаях. Так турбулентные течения обладают гораздо большей способностью к передаче количества движения (образно говоря, турбулентная среда имеет огромную эффективную вязкость) и поэтому во многих случаях оказывают гораздо большее силовое воздействие на обтекаемые жидкостью твердые тела. Аналогичным образом турбулентные потоки обладают повышенной способностью к передаче тепла и пассивных примесей, к распространению химических реакций (в частности, горения), к переносу взвешенных частиц. Благодаря наличию внутренних неоднородностей турбулентные течения способны рассеивать проходящие сквозь жидкость или газ звуковые и электромагнитные волны и вызывать флуктуации их амплитуд и фаз и т. п.

Ясно, что перечисленные свойства турбулентных течений могут быть весьма существенными для многих задач естествознания и техники. Поэтому вопрос о том, часто ли встречаются турбулентные течения, представляет несомненный практический и теоретический интерес. Оказывает

ся, что подавляющее большинство реально встречающихся в природе и технике течений является именно турбулентным; ламинарные же течения, представляют собой довольно редкое исключение.

Особенности численного решения уравнений Рейнольдса для турбулентных течений

Считается, что нестационарные уравнения Навье - Стокса полностью описывают турбулентные течения. Если это так, то почему нельзя рассчитывать на ЭВМ турбулентные течения столь же эффективным образом, как и ламинарные. Ведь тогда можно было бы раз и навсегда демонтировать аэродинамические трубы. Дело в том, что временной и пространственный масштабы турбулентного движения столь малы, что требуемое количество узлов расчетной сетки и малый размер шагов по времени делают эти вычисления практически нереализуемыми на современных ЭВМ ввиду ограниченности ресурсов последних.

Авторитеты расходятся во мнениях, когда компьютерная техника достигнет в своем развитии этапа, на котором расчеты турбулентных течений станет возможным проводить «в лоб». Некоторые считают, что никогда не удастся рассчитать мелкомасштабную структуру турбулентности на основе нестационарных уравнений Навье - Стокса в задачах, представляющих практический интерес.

В настоящее время основное направление численных методов расчета турбулентных течений состоит в решении осредненных уравнений Навье - Стокса. Эти уравнения называют также уравнениями Рейнольдса. При осреднении по времени в уравнениях возникают новые члены, которые можно интерпретировать как градиенты «кажущихся» (добавочных) напряжений тепловых потоков, связанных с турбулентным движением. Эти новые величины должны быть связаны с характеристиками осредненного течения посредством моделей турбулентности, что приводит к новым гипотезам и аппроксимациям. Таким образом, уравнения Рейнольдса не вытекают полностью из основополагающих принципов, так как для замыкания системы уравнений привлекаются дополнительные гипотезы.

Общие соображения о моделировании турбулентности

На первый взгляд уравнения Рейнольдса выглядят довольно сложно и мы вправе задать вопрос, продвинулись ли мы вперед по пути решения практических задач расчета турбулентных течений. Главная трудность в задачах механики жидкости состоит в том, что мы имеем большее число уравнений, чем можно решить.

Уравнения Рейнольдса не могут быть решены так как кажущиеся турбулентные напряжения следует считать новыми неизвестными. Необходимо установить дополнительные уравнения для этих новых неизвестных или принять какие - то допущения о связи между кажущимся турбулентными величинами и параметрами осредненного потока. Эта процедура известна как задача замыкания, которая рассматривается в моделях турбулентности. На сегодняшний день их около 100.

Все существующие модели турбулентности имеют недостатки. Окончательная модель турбулентности еще не создана. Некоторые авторы считают уравнения Навье - Стокса системой уравнений для описания турбулентных течений, являющихся одновременно и точной, и общей. Поэтому надеяться на то, что удастся получить про помощи моделирования турбулентности некую альтернативную систему с сохранением прежней точности и общности, но проще решаемую, было бы слишком оптимистично. Если принять эту точку зрения, то наши ожидания умерятся и от поисков окончательного решения этой проблемы, мы перейдем к поиску моделей, которые имеют приемлемую точность в ограниченном диапазоне условий течения.

Общий подход к созданию замкнутых моделей турбулентности при отрывном обтекании тел

Как было уже сказано выше, исследование турбулентных течений базируется на полуэмпирических теориях, которые используют информацию корреляциях турбулентной скорости и приближенные представления о механизме турбулентной вязкости.

Эти теории оказались очень ценными и позволили решить целый ряд важных практических задач. Однако целый ряд новых задач требует накопления большого объема экспериментального материала и новых подходов к их решению.

Создание замкнутых моделей турбулентности и решение указанных задач на ЭВМ открывает новые возможности в данной области. Одной из краеугольных при этом оказывается проблема правильного понимания и описания механизма турбулентного перемешивания и замыкания уравнений Рейнольдса вследствие появления дополнительных неизвестных функций - турбулентных напряжений (нормальных и сдвиговых) [5]. В настоящее время сложилось, видимо, общепринятое представление о турбулентности как иерархии вихрей разных порядков и говорить о двух принципиально разных видах турбулентности: крупномасштабной и мелкомасштабной. При этом первый вид соответствует характерным размерам вихревых образований порядка течения в целом, а второй - существенно меньшим. Параметры крупномасштабной турбулентности определяются конкретными условиями течения - формой обтекаемого тела и состоянием внешней среды. Характеристики мелкомасштабной турбулентности в значительной степени описываются универсальными закономерностями. Первый вид турбулентности в основном определяется силами инерционной природы. Поэтому для достаточно больших чисел Рейнольдса вязкость среды при анализе ближнего следа или участка течения можно пренебречь. Изучение мелкомасштабной турбулентности и диффузии вихрей необходимо производить с учетом сил вязкости.

Для понимания явления и построения его эффективного математического описания (математической модели турбулентности) принципиальное значение имеет вопрос о природе турбулентности, о главном источнике ее. Мы придерживаемся следующей концепции.

Основным источником турбулентных движений являются вихри. Турбулентное течение представляет собою существенно нестационарное движение жидкости или газа, порожденное потерей устойчивости и распадом упорядоченных вихревых образований - пелен, превращением их в вихревые ансамбли. Последние, двигаясь вместе со средой, видоизменяются, вращаются, захватывают друг друга и распадаются, образуя как новые макроструктуры, так и выделяя мелкие вихри.

Изучение турбулентности связано с двумя крупными задачами. В первой происходит рассмотрение процесса образования вихрей, выявление и моделирование причин, генерирующих вихри, описание их появления и начального этапа развития.

Во второй производится анализ «жизни» этих вихрей, моделирование их движения, потери устойчивости, образования новых устойчивых форм (ансамблей), превращения крупных ансамблей в мелкие, диффузии вихрей и т.д.

Обе задачи, конечно, взаимосвязаны. Они базируются на изучении разных сторон проблемы.

Основные механизмы зарождения и появления вихрей в изучаемых гидроаэродинамических задачах таковы:

1. Образование вихревых пелен, связанное с огибанием острых кромок и изломов на поверхности обтекаемого тела при местных дозвуковых скоростях течения.

Жидкость и газ не могут плавно огибать их, что можно объяснить и с позиции идеальной, и вязкой среды. В первом случае возникнут бесконечные скорости и разряжения, во втором - возникнут явные предпосылки для отрыва пограничного слоя. Здесь не обязательно привлекать модель вязкой среды для моделирования процесса образования вихрей.

2. Образование вихревых следов, вызванное отрывом пограничного слоя с поверхности гладкого тела. Если на теле возникли условия, когда пограничный слой уже не может далее развиваться и существовать и он отрывается от тела, то в поток за телом сходит система вихрей.

Для описания этого явления требуется как минимум модель идеальной среды и пограничного слоя. А при малых числах Рейнольдса течение вблизи тела, видимо, следует описывать уравнениями Навье - Стокса.

В соответствии с высказанными выше положениями опишем общий подход к моделированию отрывного обтекания тела. Здесь возможны две цели исследования: изучение обтекания тела и анализ турбулентного следа.

Первым этапом решения задачи является численный расчет на ЭВМ развития картины течения в рамках схемы идеальной среды или идеальной среды и пограничного слоя. Есть серьезные основания считать, что получаемые при этом результаты дают в целом достоверную информацию о явлении. Так они правильно описывают макроструктуру обтекания тела, ближнего следа, крупномасштабную турбулентность и т.д.

Подобные утверждения основаны на глубокой научной интуиции и общем теоретическом анализе проблемы, на результатах многолетних теоретических и экспериментальных исследований авторов работы [6] и др., основанных на систематическом численном моделировании с

основанных на систематическом численном моделировании с помощью ЭВМ и сопоставлении полученных результатов с экспериментальными.

Основные черты и макроэффекты отрывного обтекания тел при больших числах Рейнольдса, том числе ближний аэрогидродинамический след и его статистические турбулентные характеристики, при известных местах отрыва на теле (фиксированных на острых кромках тонких несущих поверхностей, изломах, уступах и срезах тел и т.д.) не зависят от вязкости среды и определяются инерционным взаимодействием в жидкостях и газах, описываемым нестационарными уравнениями идеальной среды.

Процесс зарождения, развития и последующего участия вихревого следа за телом можно в целом обрисовать следующим образом. Тело, возмущая поток, придает частицам жидкости ускорения; при обтекании тела образуется так же вихревой след. Вблизи тела (кроме жидкости, непосредственно прилегающей к поверхности тела) силы молекулярной вязкости малы по сравнению с силами инерционной природы (последние превышают первые на несколько порядков). Поэтому роль вязкости на начальном этапе формирования отрывного обтекания сводится к определению места отрыва и циркуляции отрывающегося пограничного слоя. Если же изучается обтекание тела с угловыми точками, когда места отрыва фиксированы, влияние вязкости вообще можно не учитывать.

По мере удаления от тела начинается процесс угасания следа, причем непосредственное влияние тела на это невелико, а в дальнем следе им можно вообще пренебречь. Образно говоря, тело создает ближний вихревой след и уходит от него, а дальнейшее развитие следа, диффузия вихрей в нем регулируются уже иными механизмами. Инерционное воздействие поддерживается оставшимся вихревым следом, а молекулярное трение в среде вызывает угасание вихрей, приводит к постепенному вовлечению все новых частиц жидкости в вихревое движение.

В соответствии со сказанным опишем в общих чертах подход к моделированию отрывного обтекания тела. Первым этапом исследования будет решение полной нестационарной задачи в рамках схемы идеальной среды или идеальной среды и пограничного слоя. Затем на основе полученных вихревых макроструктур и других количественных данных следует перейти к изучению более мелких вихревых образований и дальнего следа.

Для этого все пространство, занятое жидкостью, разобьем на три области: первая (она включает в себя тело и ближнюю часть следа); вторая (переходная часть следа) и третья (дальний участок) (рис.2).

Область течения I представляет собою все пространство возмущенного течения перед телом, само тело и ближний участок следа. Она характеризуется сильными возмущениями, вызываемыми телом и следом. Основная модель среды здесь (при больших числах Рейнольдса) - схема идеального газа или жидкости (иногда с добавлением схемы пограничного слоя на теле). Макроструктура следа обладает определенной упорядоченностью, скорости в потоке изменяются по закону, близкому к периодическому.

По мере удаления от тела (область II) возмущения, вызванные им, убывают, его воздействие на поток ослабевает. Основным источником инерционного воздействия становятся свободные вихри следа. Упорядоченность вихревых ансамблей нарушается, крупные образования деформируются, создают новые сочетания, выделяют мелкие вихри и т. д. Начинают проявляться явления диффузии как связанные с взаимным объединением вихрей разных знаков, так и вызванные вязкостью среды.

В дальнем участке следа (область III) влиянием тела вообще можно пренебречь. Здесь возмущения идут только от свободных вихрей средней (область II) и дальней (область III) частей следа. Характерные скорости течения и соответствующие им числа Рейнольдса здесь невелики, числа Маха малы, учет сжимаемости среды излишен, вязкости - обязателен. Структура следа становится распадающейся, нерегулярной, хаотической.

Таким образом, картина течения в каждой из областей обладает своей спецификой, которую целесообразно учитывать при моделировании явления. В частности, в разных областях следует применять разные уравнения для описания течений, производить по-разному сглаживание (осреднение) параметров потока и т. д.

Для получения нестационарных уравнений вязкой жидкости целесообразно производить локально-индивидуальное сглаживание. Оно будет различным в каждой точке пространства и свое для каждой функции. Это связано с тем, что в фиксированной точке пространства разные параметры потока изменяются по времени различно. В качестве примера, рассмотрим скорости W_x, W_y и давления p за пластиной, поставленной перпендикулярно потоку идеальной несжимаемой жидкости, полученные расчетом (рис. 3, 4, 5, 6). Подчеркнем, что различие наблюдается не только в флуктуациях, но и в сглаженных зависимостях от времени.

Заметим, что характер изменения одной и той же функции во времени в различных точках пространства неодинаков. Поэтому можно утверждать, что в рассматриваемых задачах один и тот же вид осреднения имеет смысл применять только в простейшем случае, когда совершается переход от уравнений Навье - Стокса к стационарным уравнениям Рейнольдса.

Способ сглаживания даже известной функции неоднозначен. В той или иной степени он всегда постулируется.

Следует отдавать себе ясный отчет, зачем производится сглаживание, какие условия накладываются на эту процедуру. Оно должно упростить решение задачи за счет улучшения качества решения, снятия пульсаций, повысить устойчивость расчетов, сделать более надежным алгоритм ее решения. Способ сглаживания не является чем-то определенным, строго заданным, он должен лишь удовлетворять ряду требований: сглаженные решения должны быть в целом близки к исходным полным; операция сглаживания должна быть удобной для реализации на ЭВМ. По мере приближения сглаженных функций к исходным должна возрастать точность замкнутых осредненных уравнений гидродинамики, они должны приближаться к полным исходным и т. д.

Графики рис. 3-6 могут служить примером локально-индивидуальной обработки данных, полученных при расчете отрывного обтекания пластины идеальной жидкостью.

На рис. 3-5 изображены нестационарные значения возмущенных скоростей W_x, W_y и коэффициента давления p как функции безразмерного времени ($70 \leq \tau \leq 90$). Они соответствуют отрывному обтеканию пластины (рис. 2). Здесь же приведенные осредненные значения этих функций $\overline{W_x}, \overline{W_y}, \overline{p}$, полученные локально-индивидуальным сглаживанием в рассматриваемой точке $x_i=0.5, y_i=0$.

Две различные реализации для пульсаций скорости W'_x в той же точке, полученные в сходственные моменты времени, но при разных значениях τ_0 приведены на рис. 6. Здесь же изображено среднее значение пульсаций, полученное обработкой по 6 периодам.

Подчеркнем, что разница в конкретных реализациях обусловлена не погрешностями расчетов, а математическим существом самой задачи.

Математическая модель замкнутой системы уравнений Рейнольдса

Как говорилось, в некоторых областях изучаемых течений можно считать, что роль вязкости невелика. Тогда основную часть решения можно получить в рамках схемы идеальной среды. Представим все параметры жидкости в виде:

$$W_x = W_{x0} + V_x, \quad W_y = W_{y0} + V_y, \quad W_z = W_{z0} + V_z, \quad p = p_0 + p^*, \quad (1)$$

где первые члены справа соответствуют уравнениям идеальной среды, а вторые дают поправки на вязкость.

Подставим выражения (1) в уравнения Навье-Стокса и учтем, что функции с индексом «0» удовлетворяют уравнениям Эйлера если $\nu=0$. Кроме того, везде вне вихревого следа и тела течения в идеальной среде потенциально, т.е.

$$W_{x0} = \frac{\partial \Phi}{\partial x}, \quad W_{y0} = \frac{\partial \Phi}{\partial y}, \quad W_{z0} = \frac{\partial \Phi}{\partial z} \quad (2)$$

тогда:

$$\Delta W_{x0} = 0, \quad \Delta W_{y0} = 0, \quad \Delta W_{z0} = 0, \quad (3)$$

Поэтому будем иметь

$$\begin{aligned} & \frac{\partial V_x}{\partial t} + (W_{x0} + V_x) \frac{\partial V_x}{\partial x} + (W_{y0} + V_y) \frac{\partial V_x}{\partial y} + (W_{z0} + V_z) \frac{\partial V_x}{\partial z} + V_x \frac{\partial W_{x0}}{\partial x} + V_y \frac{\partial W_{x0}}{\partial y} + \\ & + V_z \frac{\partial W_{x0}}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P^*}{\partial x} + \nu \Delta V_x \end{aligned} \quad (4)$$

Аналогично можно записать уравнения в проекциях на оси oy и oz .

Движение вязкой жидкости так же можно описать уравнениями в форме Гельмгольца [4], исследуя процесс развития и угасания вихрей.

Если осреднить обычные уравнения Навье-Стокса несжимаемой жидкости (4) используя одну и ту же операцию сглаживания и условия Рейнольдса:

$$\begin{aligned} \overline{f_1 f_2} &= \overline{f_1} \overline{f_2} + \overline{f_1' f_2'} \\ \frac{\partial \overline{f}}{\partial t} &= \overline{\frac{\partial f}{\partial t}}, \quad \frac{\partial \overline{f}}{\partial x} = \overline{\frac{\partial f}{\partial x}} \end{aligned} \quad (5)$$

тогда получим уравнения Рейнольдса в виде:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{W_x}}{\partial t} + \overline{W_x} \frac{\partial \overline{W_x}}{\partial x} + \overline{W_y} \frac{\partial \overline{W_x}}{\partial y} + \overline{W_z} \frac{\partial \overline{W_x}}{\partial z} + \frac{\partial \overline{W_x W_x}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{W_x W_y}}{\partial y} + \\ + \frac{\partial \overline{W_x W_z}}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial x} + \nu \Delta \overline{W_x} \end{aligned} \quad (6)$$

Уравнения (6) называются уравнениями Рейнольдса.

Главная их особенность заключается в том, что производя сглаживания и тем самым улучшив уравнения, мы за это заплатим дорогую цену: в них появились новые неизвестные функции:

$$\overline{W_x' W_x'}, \quad \overline{W_x' W_y'}, \quad \overline{W_x' W_z'}, \quad \overline{W_y' W_y'}, \quad \overline{W_y' W_z'}, \quad \overline{W_z' W_z'},$$

и возникла проблема замыкания уравнений.

В качестве основной гипотезы при использовании указанных уравнений примем следующую [7].

Рейнольдсовы напряжения, пропорциональные осредненным значениям неизвестных функций, в рассматриваемых задачах при решении полных нестационарных задач в рамках схемы идеальной среды или идеальной среды и пограничного слоя:

$$\begin{aligned} \overline{W_x' W_x'} &= \overline{W_{x0}' W_{x0}'}, \quad \overline{W_x' W_y'} = \overline{W_{x0}' W_{y0}'}, \quad \overline{W_x' W_z'} = \overline{W_{x0}' W_{z0}'}, \\ \overline{W_y' W_y'} &= \overline{W_{y0}' W_{y0}'}, \quad \overline{W_y' W_z'} = \overline{W_{y0}' W_{z0}'}, \quad \overline{W_z' W_z'} = \overline{W_{z0}' W_{z0}'}, \end{aligned} \quad (7)$$

Теперь можно получить расщепленные уравнения Рейнольдса, в которых неизвестными являются вязкие добавки скоростей и давлений. Для этого аналогично (1) положим

$$\overline{W_x} = \overline{W_{x0}} + \overline{V_x}, \quad \overline{W_y} = \overline{W_{y0}} + \overline{V_y}, \quad \overline{W_z} = \overline{W_{z0}} + \overline{V_z}, \quad \overline{P} = \overline{P_0} + \overline{P^*} \quad (8)$$

где первые члены справа соответствуют модели идеальной среды, а вторые - вязким поправкам.

Для средних скоростей имеют место соотношения, аналогичные (3),

$$\Delta \overline{W_{x0}} = 0, \quad \Delta \overline{W_{y0}} = 0, \quad \Delta \overline{W_{z0}} = 0 \quad (9)$$

Заметим, что уравнения Рейнольдса для идеальной среды имеют вид

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{W_{x0}}}{\partial t} + \overline{W_{x0}} \frac{\partial \overline{W_{x0}}}{\partial x} + \overline{W_{y0}} \frac{\partial \overline{W_{x0}}}{\partial y} + \overline{W_{z0}} \frac{\partial \overline{W_{x0}}}{\partial z} + \frac{\partial \overline{W_{x0} W_{x0}}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{W_{x0} W_{y0}}}{\partial y} + \\ + \frac{\partial \overline{W_{x0} W_{z0}}}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P_0}}{\partial x}, \end{aligned} \quad (10)$$

Теперь можно получить уравнение Рейнольдса для добавок (8). Подставим в (6) и учтем равенства (7), (9), (10). В результате будем иметь:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{V_x}}{\partial t} + (\overline{W_{x0}} + \overline{V_x}) \frac{\partial \overline{V_x}}{\partial x} + (\overline{W_{y0}} + \overline{V_y}) \frac{\partial \overline{V_x}}{\partial y} + (\overline{W_{z0}} + \overline{V_z}) \frac{\partial \overline{V_x}}{\partial z} + \overline{V_x} \frac{\partial \overline{W_{x0}}}{\partial x} + \overline{V_y} \frac{\partial \overline{W_{x0}}}{\partial y} + \\ + \overline{V_z} \frac{\partial \overline{W_{x0}}}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P^*}}{\partial x} + \nu \Delta \overline{V_x} \end{aligned} \quad (11)$$

Уравнение Рейнольдса (11) в качестве неизвестных содержат вязкие поправки к решению задачи в идеальной среде. При этом все функции с индексом "0", характеризующие соответствующее течение в идеальной жидкости, считаются известными. Они находятся в результате численного решения полной нестационарной задачи обтекания тела.

При высказанной С.М. Белоцерковским выше гипотезе о том, что напряжения Рейнольдса могут определяться на основе указанного решения в рамках схемы идеальной среды, удастся замкнуть осредненные уравнения для реальной жидкости.

Алгоритм построение замкнутых моделей турбулентных следов

Первым этапом в исследовании должно быть решение полной нестационарной задачи в рамках схемы идеальной среды (или идеальной среды и пограничного слоя). Соответствующие алгоритмы вычислений, основанные на методе панельных гидродинамических особенностей применительно к гидравлическим машинам имеются [8]

На рис.2 представлен вихревой след при отрывном обтекании пластины, полученный таким образом. Результаты расчетов для каждого расчетного момента времени нужно сохранить в памяти ЭВМ в качестве базовой информации для дальнейших расчетов.

На втором этапе все течение разбивается на три области, указанные на рис. 2. При полном решении задачи с учетом вязкости эти области характерны тем, что в каждой из них в основном используется свой вид уравнений гидродинамики.

В области I вся или почти вся информация получается на основе выполнения первого этапа. Влияние молекулярной вязкости вне пограничного слоя невелико. Поэтому поправки на вязкость можно или вообще не вводить, или использовать для этого самые простые подходы.

Наиболее существенную роль играет вязкость в дальнем следе (область III). Поэтому при изучении распада дальнейшего следа за основу следует брать полные уравнения Навье - Стокса и диффузии вихря (в данной работе она не рассматривается).

Как известно [6], решение уравнений Рейнольдса в области I при больших числах Рейнольдса связано с преодолением не только больших, технически, но и принципиальных трудностей. Однако в области III, где характерные скорости и числа Рейнольдса невелики, указанное препятствие для применения полных уравнений вязкой жидкости.

Область II является переходной между I и III. В ней инерционное воздействие тела ослабевает, а вязкое взаимодействие по сравнению с областью I увеличивается. Однако роль молекулярной вязкости здесь существенно меньше, чем в области III. Поправки на влияние вязких эффектов в области II, вообще говоря, нужны, но для их получения целесообразно применять уравнение типа (11). После этого следует уточнить и само базовое решение. Для этого следует вновь решить всю задачу в области I, начиная с $\tau=0$. При этом вихревой след в областях II и III следует уточнить с учетом тех вязких поправок, которые найдены.

Построение дальнего следа в областях II и III можно сразу вести с

учетом вязкости среды. Тогда каждая группа вихревых отрезков вначале изучается по схеме идеальной среды, а после попадания в указанные области - с учетом диффузии вихрей.

Конечно многие конкретные особенности построения расчетных алгоритмов могут уточняться в процессе целенаправленных численных экспериментов.

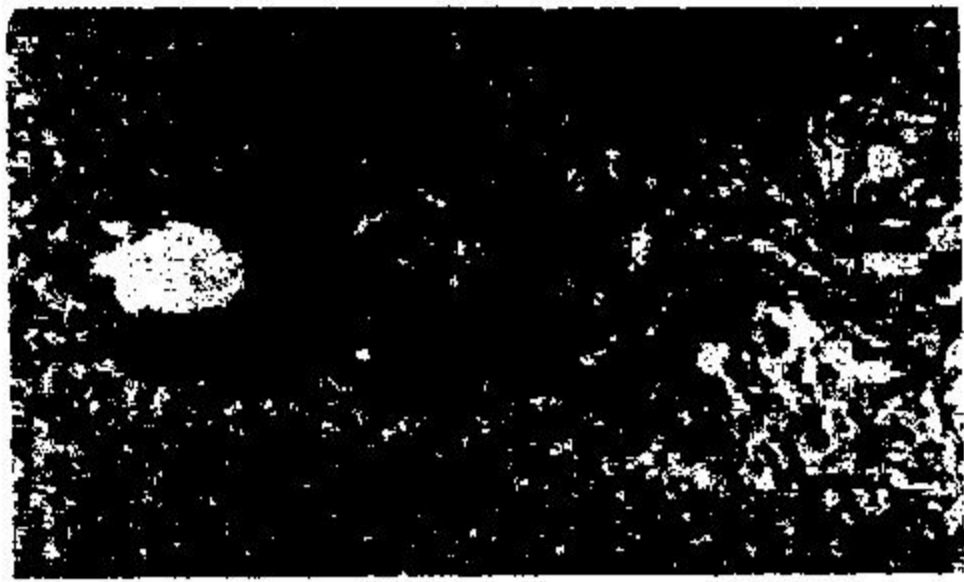


Рисунок 1

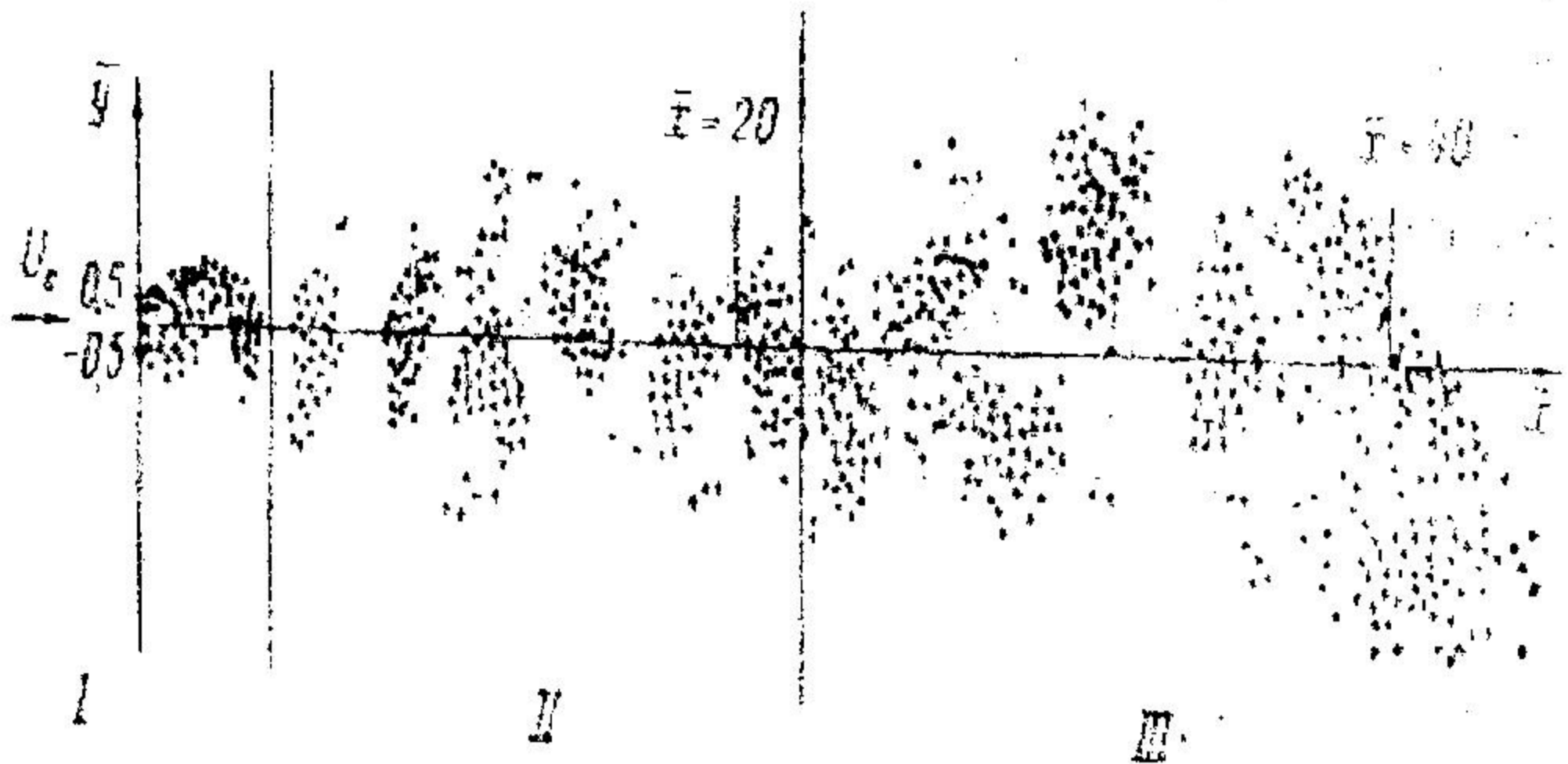


Рисунок 2

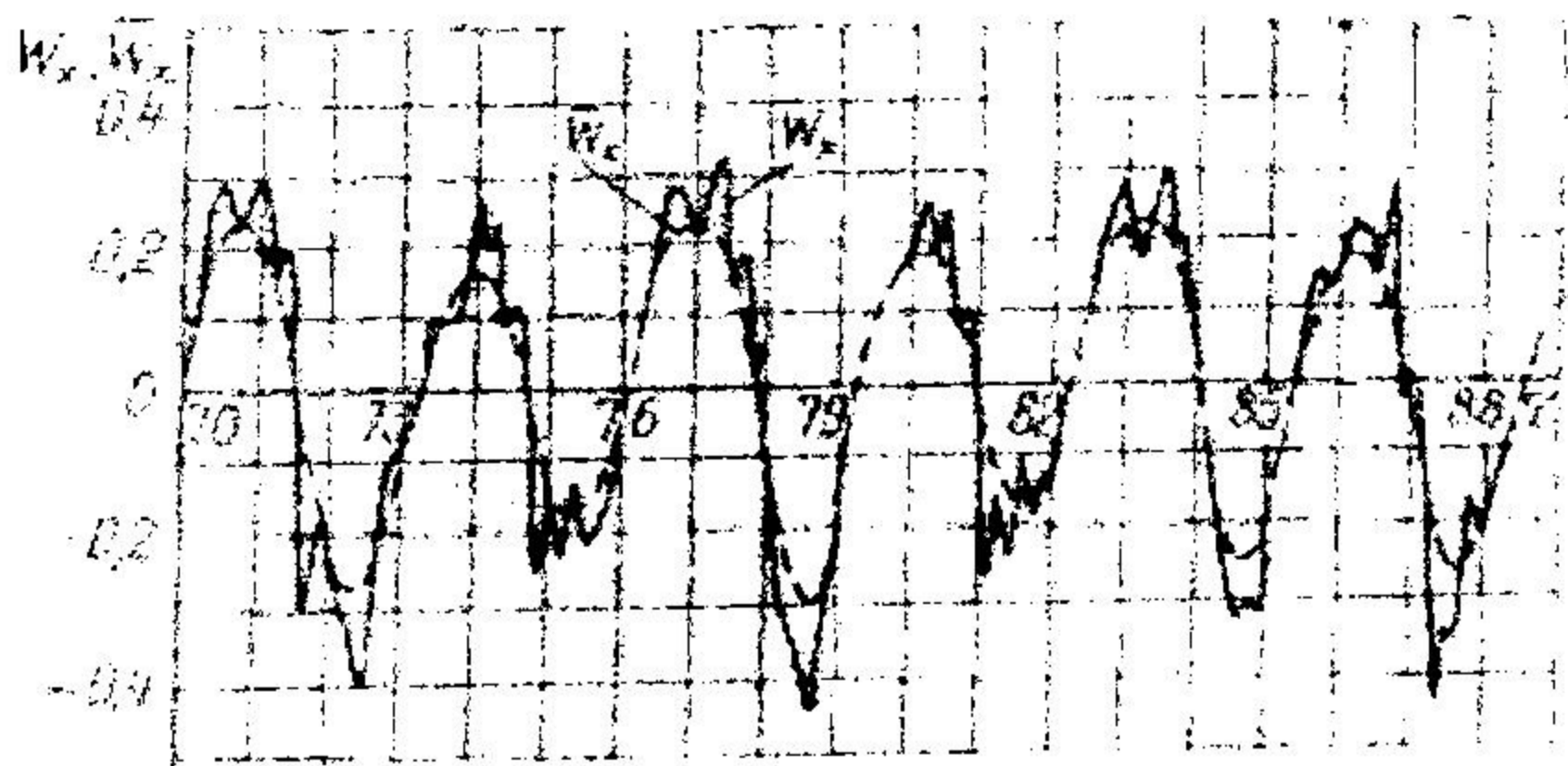


Рисунок 3

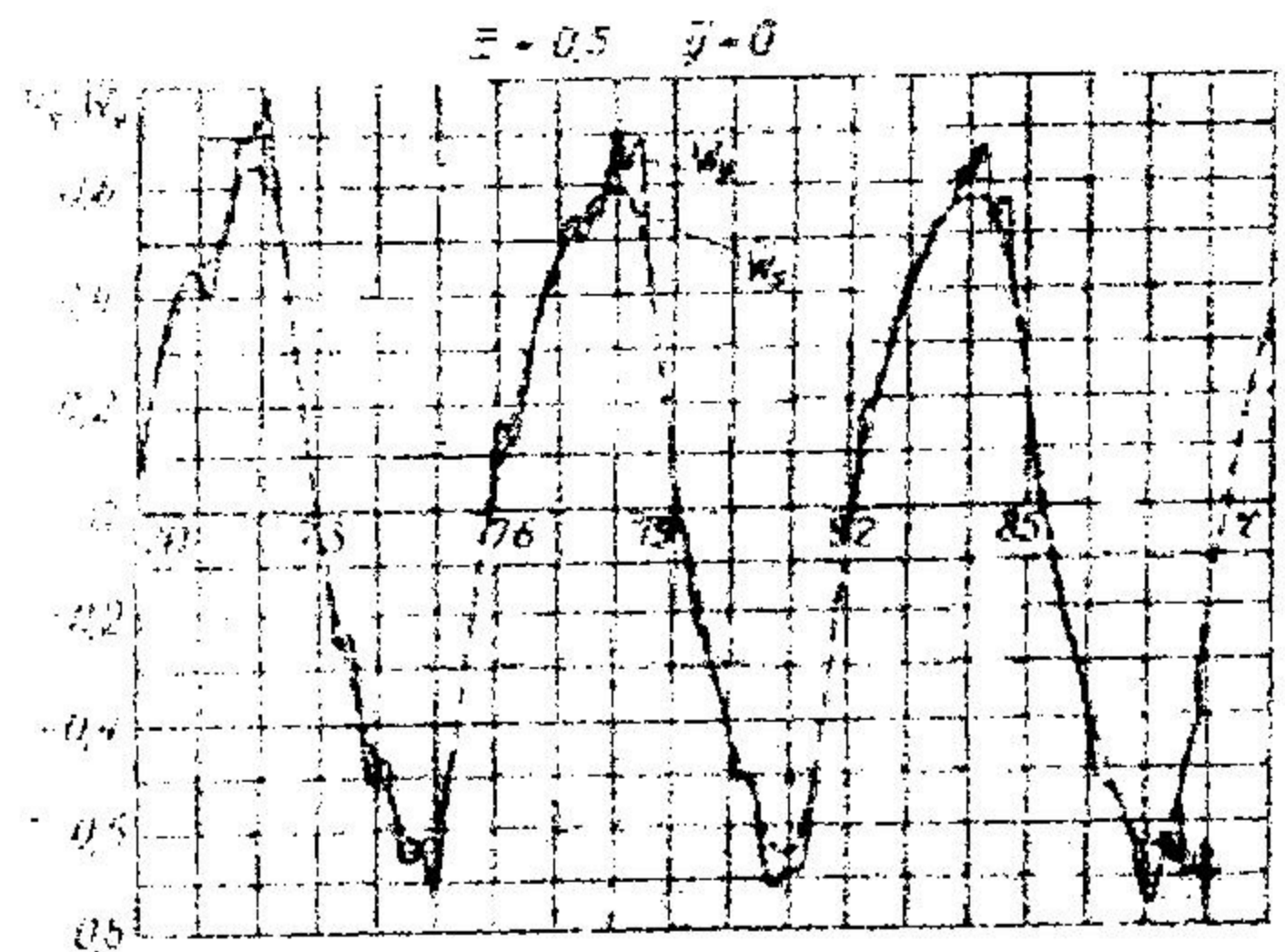


Рисунок 4

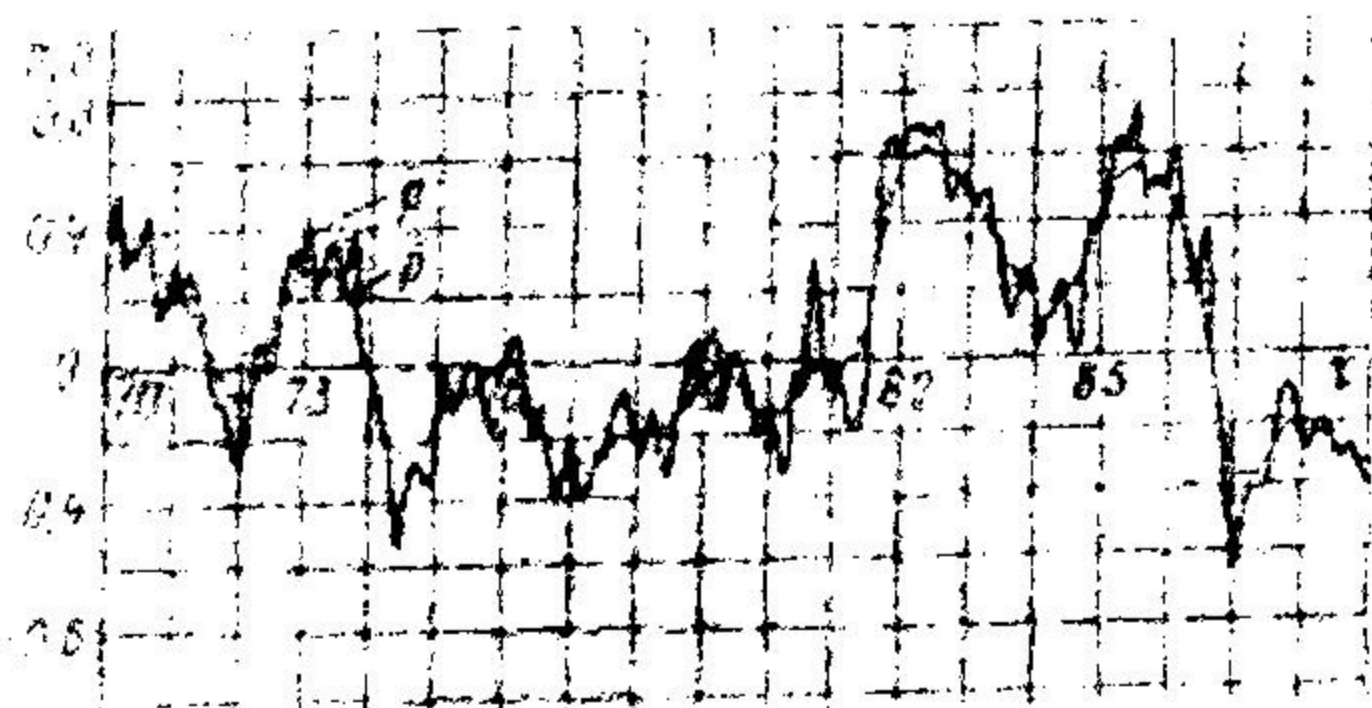


Рисунок 5

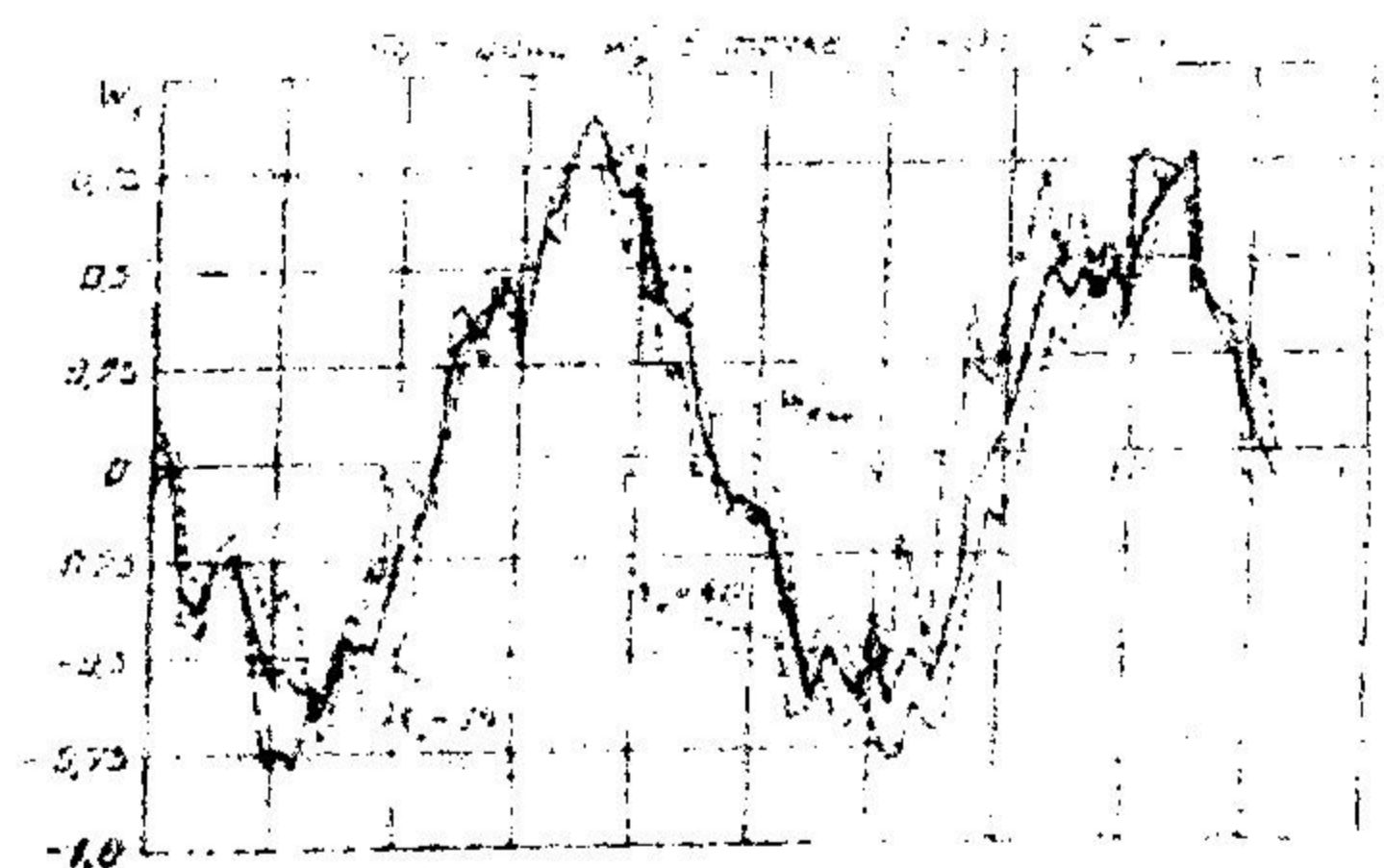


Рисунок 6

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Монин А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика. Том 1,2. М.: Наука, 1965.
2. Хинце И.О. Турбулентность М.:ГИФ-МЛ, 1963, 680с.
3. Ашурст В.Т. Численное моделирование турбулентных слоев смешения через динамику вихрей. Турбулентные сдвиговые течения. М.: Машиностроение, 1, 1972, 235с.
4. Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В. Теоретическая гидромеханика. Части I-II. М.: ГИФ-МЛ, 1963. 583с.
5. Белоцерковский О.М. Численные модели в гидродинамике. В сборнике «Н.Е. Кочин и развитие механики». М.: Наука, 1984.-112с.
6. Белоцерковский О.М., Белоцерковский С.М., Давыдов Ю.М., Ништ М.И. Моделирование отрывных течений на ЭВМ. М.: АНССИ "Кибернетика", 1984, 122с.
7. Белоцерковский С.М., Гиневский А.С. Моделирование турбулентных струй и следов на основе метода дискретных вихрей. М.: Физматлит, 1995.-368с.
8. Косторной С.Д., Давиденко А.К. Расчет пространственного потока в рабочем колесе поворотно-лопастных гидротурбин осевого типа//Вестник СумГУ, Сумы, 1996, №2(6) с.41-46, часть I. 1998, №2(10), с.23-28, часть II.

РАСЧЕТ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ЗАКРУЧЕННЫХ ТЕЧЕНИЙ В ПРЯМОСНЫХ КАНАЛАХ

CALCULATION OF AXISYMMETRIC SWIRLING FLOWS IN STRAIGHT CHANNELS

КОЧЕВСКИЙ Алексей Николаевич, к.т.н., м.н.с.,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина.

Abstract. A Single-Sweep Method for solution of Reynolds equations is developed and used for numerical investigation of flow in channels of direct axis with different wall shapes and different swirl intensity. It is shown that this method allows to calculate the non-separating and weakly separating axisymmetrical weakly swirling flows with satisfactory accuracy.

Математическая модель течения

Незакрученные и слабо закрученные течения в прямоосных каналах встречаются во многих технических устройствах – от обычных труб до щелевых уплотнений и проточных частей гидравлических машин. Для расчета таких течений уравнения Рейнольдса, описывающие наиболее общий случай турбулентного движения жидкости, можно существенно упростить. При проведении данного исследования мы используем следующие допущения:

- течение полагается осесимметричным;
- предполагается наличие доминирующего направления течения, вдоль которого расходная составляющая скорости повсюду положительна и намного превосходит радиальную;
- предполагается, что скорость в осевом направлении меняется намного медленнее, чем в радиальном;
- величины скоростей и давления в каждой точке потока зависят только от условий выше по потоку и не зависят от условий ниже по потоку.

Эти допущения позволяют провести анализ порядков слагаемых в уравнениях Рейнольдса и отбросить те из них, которые не оказывают заметного влияния на результат расчета. Для удобства проведения расчета течения в каналах с криволинейными или ломаными образующими оси координат удобно направить таким образом, чтобы продольная ось прибли-

зительно совпадала с линиями тока жидкости, а поперечная ось была ортогональна к ней. Полученная система уравнений в этой криволинейной ортогональной системе координат имеет следующий вид:

$$\frac{u}{H_1} \frac{\partial u}{\partial q_1} + \frac{v}{H_2} \frac{\partial u}{\partial q_2} - \frac{w^2}{H_1 H_3} \frac{\partial H_3}{\partial q_1} + \frac{1}{H_2} \frac{\partial(\overline{u'v'})}{\partial q_2} + \frac{(\overline{u'v'})}{H_1^2 H_2 H_3} \frac{\partial(H_1^2 H_3)}{\partial q_2} = \quad (1)$$

$$= -\frac{1}{H_1} \frac{\partial p}{\partial q_1} + \frac{1}{Re} \left(\frac{1}{H_2^2} \frac{\partial^2 u}{\partial q_2^2} + \frac{1}{H_1 H_2 H_3} \frac{\partial u}{\partial q_2} \frac{\partial(H_1 H_3 / H_2)}{\partial q_2} \right);$$

$$\frac{\partial p_r}{\partial q_2} = \frac{w^2}{H_3} \frac{\partial H_3}{\partial q_2}, \quad (2)$$

$$\frac{u}{H_1} \frac{\partial w}{\partial q_1} + \frac{v}{H_2} \frac{\partial w}{\partial q_2} + \frac{uw}{H_1 H_3} \frac{\partial H_3}{\partial q_1} + \frac{vw}{H_2 H_3} \frac{\partial H_3}{\partial q_2} + \frac{1}{H_2} \frac{\partial(\overline{v'w'})}{\partial q_2} + \frac{(\overline{v'w'})}{H_1 H_2 H_3^2} \frac{\partial(H_1 H_3^2)}{\partial q_2} = \quad (3)$$

$$= \frac{1}{Re} \left(\frac{1}{H_2^2} \frac{\partial^2 w}{\partial q_2^2} + \frac{1}{H_1 H_2 H_3} \frac{\partial w}{\partial q_2} \frac{\partial(H_1 H_3 / H_2)}{\partial q_2} + \frac{w}{H_1 H_2} \frac{\partial}{\partial q_2} \left(\frac{H_1}{H_2 H_3} \frac{\partial H_3}{\partial q_2} \right) \right);$$

$$\frac{1}{H_1 H_2 H_3} \left(u \frac{\partial(H_2 H_3)}{\partial q_1} + v \frac{\partial(H_3 H_1)}{\partial q_2} \right) + \frac{1}{H_1} \frac{\partial u}{\partial q_1} + \frac{1}{H_2} \frac{\partial v}{\partial q_2} = 0, \quad (4)$$

где q_1, q_2, q_3 – оси координат (q_1 – доминирующее направление течения), u, v, w – составляющие вектора скорости в продольном, поперечном и окружном направлениях, H_1, H_2, H_3 – коэффициенты Лямэ, $p(q_1, q_2, q_3) = p_l(q_1) + p_r(q_1, q_2, q_3)$ – статическое давление, p_l – давление вдоль координаты q_1 , p_r – поправка, учитывающая изменение давления в поперечном направлении.

Полученная система уравнений (1) – (4) представляет собой обобщенные уравнения Прандтля (в западной литературе – укороченные уравнения Рейнольдса) и замыкается уравнением постоянства расхода жидкости:

$$\int_0^{Q_2} u H_2 H_3 dq_2 = const, \quad (5)$$

где Q_2 – координата q_2 на наружной стенке канала.

Эта система уравнений сводится к уравнениям Прандтля, если окружная скорость потока равна нулю. При этом следует отметить, что мы используем эти уравнения не только для пограничного слоя, но для всей области потока. Система имеет параболический тип, это значит, что граничные условия в выходном сечении не задаются. В качестве исходных данных используются эпюры скорости во входном сечении канала.

Для моделирования турбулентных членов используется гипотеза Буссинеска:

$$\overline{u'v'} = -\frac{1}{\text{Re}} \frac{\nu_x}{\nu} \frac{1}{H_2} \frac{\partial u}{\partial q_2}, \quad \overline{v'w'} = \frac{1}{\text{Re}} \frac{\nu_\phi}{\nu} \left(-\frac{1}{H_2} \frac{\partial w}{\partial q_2} + \frac{\partial H_3}{\partial q_2} \frac{w}{H_2 H_3} \right),$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости.

Для вычисления коэффициентов турбулентной вязкости ν_x и ν_ϕ используется алгебраическая модель турбулентной вязкости, модифицированная для учета закрутки, выпуклости и вогнутости стенок канала, противодавления и шероховатости стенок. В ядре потока расчет турбулентной вязкости ведется по формуле Клаузера, а вблизи стенок – по формуле Ван-Дриста.

Более подробное описание математической модели приведено в работах [1 - 4].

Численное решение уравнений математической модели

Численное решение выполняется за один маршевый проход от входного сечения канала к выходному. Перед выполнением расчета строится расчетная сетка (рис. 1), и неизвестные значения скоростей и давления отыскиваются в узлах этой сетки. Дискретизация уравнений математической модели выполняется методом конечных разностей с использованием следующих формул:

$$\frac{\partial u}{\partial q_1} = \frac{u_j^{n+1} - u_j^n}{(q_1)^{n+1} - (q_1)^n}, \quad \frac{\partial u}{\partial q_2} = \frac{u_{j+1}^n - u_{j-1}^n}{(q_2)_{j+1} - (q_2)_{j-1}}, \quad \frac{\partial^2 u}{\partial q_2^2} = \frac{u_{j+1}^n - 2u_j^n + u_{j-1}^n}{((q_2)_{j+1} - (q_2)_{j-1})^2}.$$

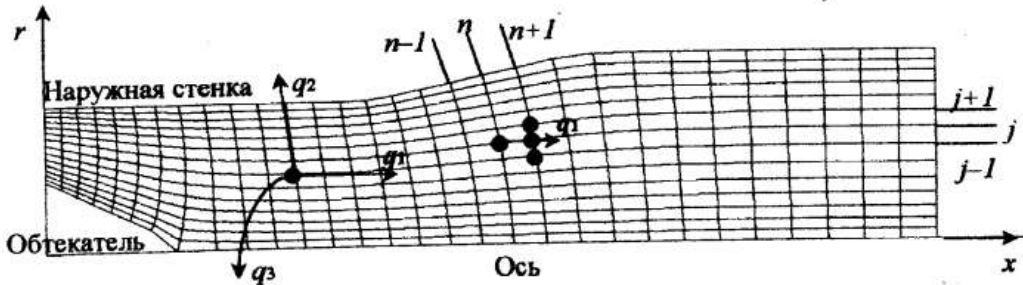


Рисунок 1 – Нумерация узлов расчетной сетки

В каждом последующем сечении неизвестные значения скоростей и давления отыскиваются по вычисленным ранее значениям скоростей и давления в предыдущем расчетном сечении. При этом частные производные в уравнениях математической модели заменяются дискретными конечно-разностными аналогами, а сами эти уравнения сводятся к системам линейных алгебраических уравнений. Решение этих систем уравнений осуществляется методом исключения Гаусса.

Разработанный автором метод расчета [1 – 4] связывает воедино идеи двух зарубежных работ: в работе [5] (а также [6]) описан алгоритм расчета безотрывных закрученных течений, а в работе [7] (а также [8]) – слабо отрывных незакрученных течений. А именно, сначала выполняется численное решение уравнения (3) по неявной схеме Кранка-Николсона для определения окружной скорости и уравнения (2) для определения поправки давления (за один маршевый проход в направлении q_2), а затем выполняется совместное решение уравнений неразрывности (4) и движения (1) с учетом условия постоянства расхода жидкости (5). При этом градиент давления $\partial p_1 / \partial q_1$ входит в матрицу системы линейных алгебраических уравнений как дополнительная неизвестная.

Для проведения расчета в области отрыва потока, где расходная скорость отрицательна, используется аппроксимация Флюгге – Лотц, состоящая в том, что первый член в уравнении (1) полагается равным нулю. В результате разработанный метод позволяет получать устойчивое решение не только для безотрывного потока, но даже при наличии в потоке небольших замкнутых зон отрыва.

Для обеспечения сеточной независимости результатов рекомендует-ся использовать расчетную сетку, содержащую $NJ = 101$ узел в радиальном направлении (q_2) и сгущающуюся у наружной стенки и у втулки или оси канала по закону геометрической прогрессии. При этом радиальный шаг сетки у стенки составляет 0.001 входного диаметра канала. Осевой шаг постепенно увеличивается от 0.01 диаметра на входе до 0.05 диаметра на выходе.

Результаты сопоставления с экспериментальными данными

Затухание закрутки в длинной цилиндрической трубе. Важным положительным качеством разработанного метода по сравнению с методами, основанными на модели идеальной жидкости, является возможность моделирования постепенного затухания закрутки под действием трения. Для демонстрации такой возможности мы используем экспериментальные данные работы [9], где исследовалось затухание закрутки в длинной трубе. На рис. 2 эти экспериментальные данные сопоставлены с расчетными результатами. Число Рейнольдса, рассчитанное по входному диаметру, составляло 60000.

Интенсивность закрутки, с которой поток был закручен в этом эксперименте, слишком велика для проведения точного сопоставления, поскольку методика расчета при такой закрутке дает сбой из-за возникновения обратного течения. Поэтому для иллюстрации расчетных результатов интенсивность закрутки во входном сечении была взята несколько меньшей. Все же рисунок позволяет сделать вывод об удовлетворительной точности расчетного определения скорости затухания закрутки.

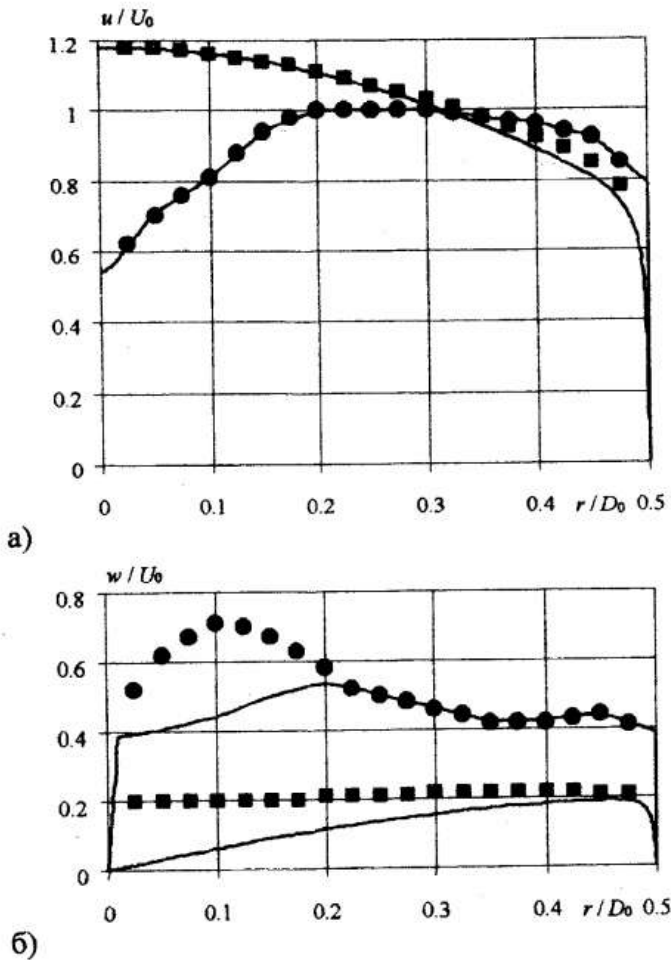


Рисунок 2 – Трансформация расходной (а) и окружной (б) эпюры скорости при затухании закрутки в длинной цилиндрической трубе:
 ● – при $x/D_0 = 26.875$; ■ – при $x/D_0 = 108.125$

Течение в диффузоре с малым углом раскрытия и малой интенсивностью закрутки. Для тестирования метода расчета на закрученном турбулентном потоке в коническом диффузоре использованы экспериментальные данные Со [10]. Угол раскрытия диффузора составлял 7° , степень расширения – 2.5, $Re = 382000$ (рассчитано по входному диаметру). Закрутка потока создавалась с помощью центробежного устройства, отношение максимальной окружной скорости к средней по входному сечению расходной скорости составляло около 0.25. На рис. 3 результаты расчета расходной и окружной составляющих скорости сопоставлены с экспериментальными данными, полученными во входном сечении. Отметим существенное снижение расходной скорости на оси диффузора, что является следствием постепенного затухания закрутки потока под действием сил трения.

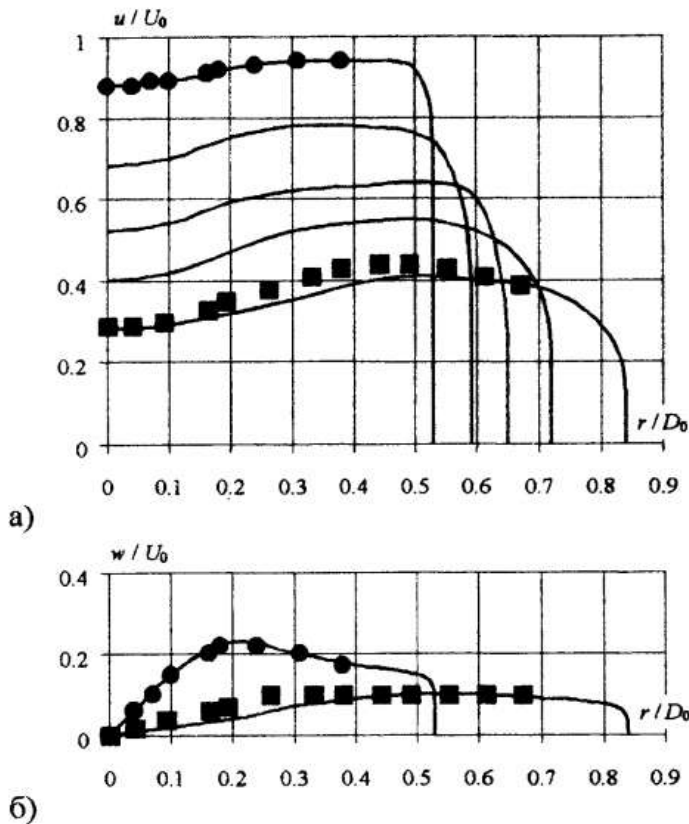


Рисунок 3 – Трансформация эпюры расходной (а) и окружной (б) скорости в коническом диффузоре с углом раскрытия $\alpha = 7^\circ$:

● – входное сечение, при $x/D_0 = 0.6$; ■ – выходное сечение, при $x/D_0 = 6.0$

Течение в диффузоре с умеренным углом раскрытия и умеренной интенсивностью закрутки. Для иллюстрации возможности применения разработанного метода к расчету такого течения использованы экспериментальные данные [11]. Степень расширения исследованных в этой работе диффузоров составила 4.0, число Рейнольдса, рассчитанное по входному диаметру – около 200000. На рис. 4 приведены расчетные и экспериментальные эпюры расходной и окружной скорости для диффузора с углом $\alpha = 12^\circ$. Отношение максимальной окружной скорости к средней по входному сечению расходной скорости составляло около 0.4.

Повышенные угол раскрытия и интенсивность закрутки обусловили несколько худшее количественное согласование с экспериментальными данными, чем в предыдущем случае. Для течений с большим углом раскрытия или большей интенсивностью закрутки расчетные результаты получить не удалось совсем, поскольку в процессе расчета уже было зафиксировано обратное течение вдоль оси диффузора, чего не наблюдалось экспериментально.

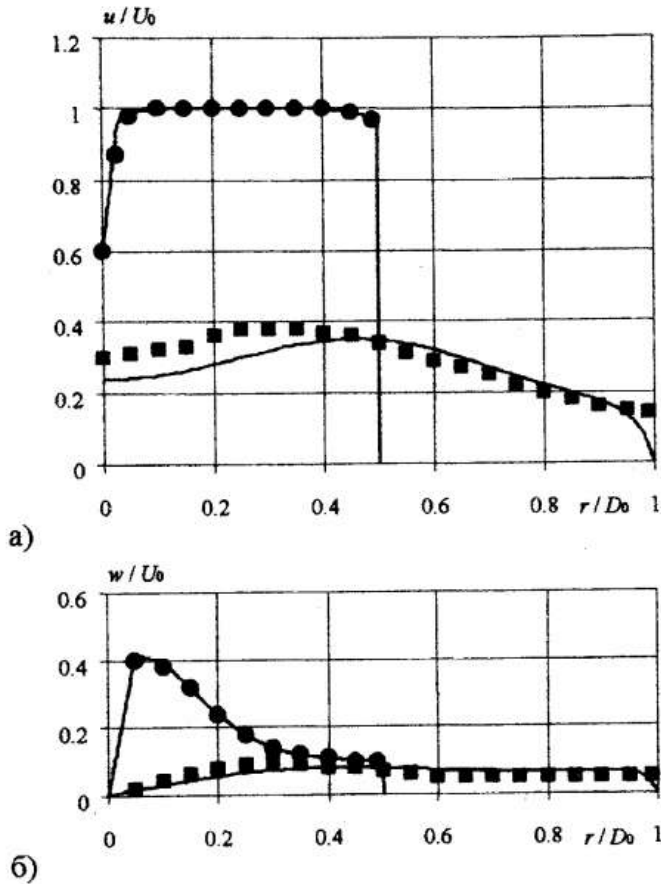


Рисунок 4 – Трансформация эпюры расходной (а) и окружной (б) скорости в коническом диффузоре с углом раскрытия $\alpha = 12^\circ$:

● – входное сечение; ■ – выходное сечение

Течение в диффузорном канале, образованном цилиндрической трубой и конической втулкой. Для сопоставления результатов использована работа [12], в которой описано экспериментальное исследование поля скорости в диффузорах с различными углами при вершине втулки и различной интенсивностью закрутки. Схема канала приведена на рис. 5. Полуугол при вершине втулки составлял $\gamma = 8^\circ, 12^\circ$ и 18° , число Рейнольдса – около 100000. Закрутка на входе в канал создавалась направляющими лопатками, интенсивность закрутки характеризовалась углом установки лопаток β .

Входное сечение расчетной области принято при $x/H_0 = 0$, выходное – при $x/H_0 = 14$. Отметим, что в таком канале расчет удобно выполнять именно в криволинейной системе координат.

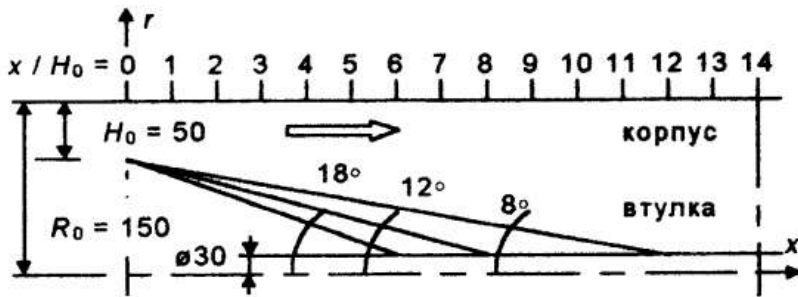


Рисунок 5 – Схема канала, образованного цилиндрической трубой и конической втулкой

При отсутствии закрутки пограничный слой быстрее растет на втулке, и именно на втулке происходит отрыв. На рис. 6 представлены эпюры скорости для случая незакрученного течения, на рис. 7 – при наличии закрутки. Радиус линий тока вниз по потоку уменьшается. Согласно уравнению (3), при этом возрастает окружная скорость, а ее эпюра приобретает форму, соответствующую постоянному моменту скорости. Давление вдоль наружной стенки возрастает, поскольку течение является диффузорным. Однако, согласно уравнению (2), с увеличением окружной скорости возрастает разность давлений между наружной стенкой и втулкой. В результате давление вдоль втулки вниз по потоку убывает. На рис. 8 представлены полученные расчетным путем линии равного значения безразмерного давления $(p - p_1) / \rho U_0^2$, где U_0 – средняя расходная скорость во входном сечении, p_1 – давление во входном сечении на наружной стенке.

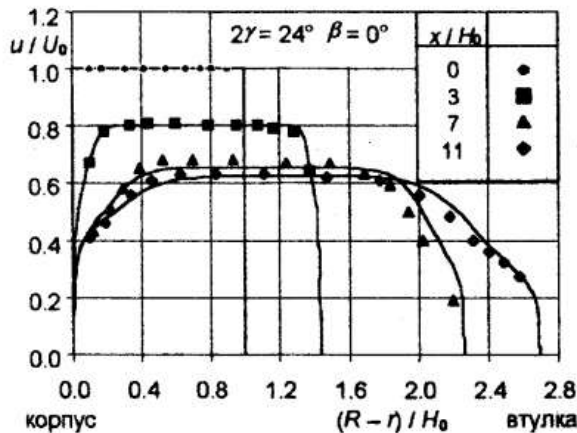


Рисунок 6 – Сопоставление с экспериментами [12]. Эпюры скорости в случае незакрученного течения

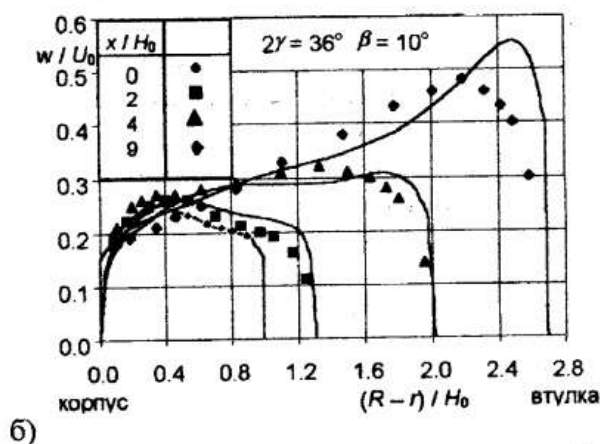
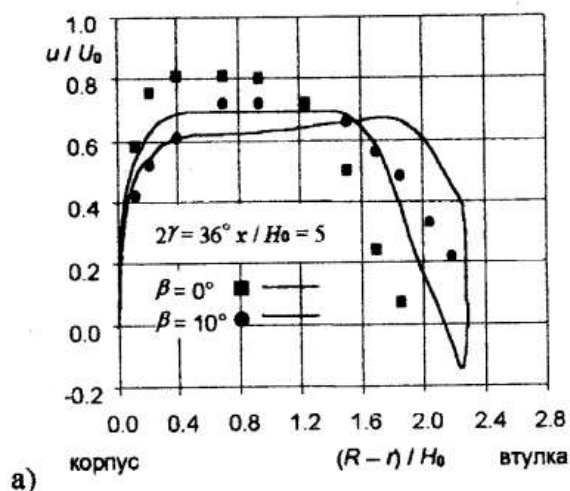


Рисунок 7 – Сопоставление с экспериментами [12].
Эпюры скорости в случае незакрученного течения:
(а) – расходная скорость, (б) – окружная скорость

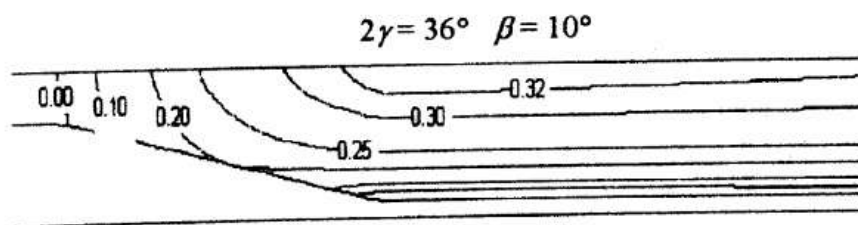


Рисунок 8 – Расчетные линии равного давления в закрученном потоке

Согласно уравнению (1), неравномерный по сечению осевой градиент давления вызывает трансформацию эпюры расходной скорости, заставляя ее прижиматься к втулке. На цилиндрическом участке происходит затухание закрутки, осевой градиент давления оказывается максимальным

у оси канала, прижимая эпюру расходной скорости к наружной стенке. В результате при достаточно интенсивной закрутке у оси канала появляется обратное течение. Кроме того, при достаточно интенсивной закрутке член $(w^2 \partial H_3) / (H_1 H_3 \partial q_1)$ в уравнении (1) становится весьма большим, вызывая отрыв потока от втулки еще до начала цилиндрического участка.

Как можно видеть, разработанная методика позволяет с удовлетворительной точностью рассчитать картину течения вплоть до появления обратного течения, хотя в области сильной закрутки имеет место отклонение от данных эксперимента. Отметим, что с использованием аппроксимации Флюгге – Лотц удалось рассчитать отрыв у втулки (рис. 7, а).

Вывод

Показано, что результаты расчета по разработанному автором методу хорошо согласуются с экспериментальными для слабо закрученных течений в цилиндрической трубе и прямоосных диффузорах с малыми углами раскрытия. В диффузорах с большими углами раскрытия и γ или при наличии значительной закрутки течения расхождение расчетных и экспериментальных результатов становится заметным. В случае сильной закрутки течения и γ или при наличии обширной зоны отрыва методика расчета не позволяет получить результаты совсем – для расчета таких течений следует использовать полные уравнения Рейнольдса.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Кочевский А. Н. Результаты исследования течения в отводящем устройстве насоса с лопастной системой типа НР // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2001. – Вып.129, Ч.2. – С.332-342.
2. Кочевський О. М. Оптимізація геометричних параметрів відвідних пристроїв насосів високої швидкохідності з лопатевою системою типу НР / Автореф. і дис. канд. техн. наук. – Суми: СумДУ, 2001. – 20с.
3. Kochevsky A. N. Numerical Investigation of Swirling Flow in Annular Diffusers With a Rotating Hub Installed at the Exit of Hydraulic Machines // Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering – September 2001. – Vol. 123, Issue 3. – P.484-489.
4. Kochevsky A. N. Investigation of Swirling Flow in Diffusers Installed at the Exit of an Axial-Flow Pump // TASK Quarterly – No. 4, 2001. – P.603-610.
5. Armfield S. W., Fletcher C. A. J. Numerical Simulation of Swirling Flow in Diffusers // International Journal for Numerical Methods in Fluids. – 1986. – Vol. 6. – P.541-556.
6. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: В 2х томах: Пер. с англ. – М.: Мир, 1991.
7. Квон О., Плетчер Р., Льюис Дж. Расчет течений с внезапным расширением при помощи уравнений пограничного слоя // Теоретические осно-

- вы инженерных расчетов / Труды американского общества инженеров-механиков. – 1984. – Т. 106, № 3. – С.116-123.
8. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: В 2х томах: Пер. с англ. – М.: Мир, 1990.
 9. Hui Li, Yuji Tomita. Characteristics of Swirling Flow in a Circular Pipe // Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering. – 1994. – Vol. 116. – P.370-373.
 10. So K. L. Vortex Decay in a Conical Diffuser. Report No.75, Gas Turbine Lab, M.I.T., September 1964.
 11. Senoo Y., Kawaguchi N., Nagata T. Swirl Flow in Conical Diffusers // Bulletin of the JSME. – January, 1978. – Vol. 21, № 151. – P.112-119.
 12. Kanemoto T., Toyokura T., Kurokawa J. Flow in Annular Diffuser (1st Report, Internal Flow and Performance) // Bulletin of the JSME. – June, 1982. – Vol. 25, № 204. – P.912-918.

ПРОГРАММА РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ «ПОДШИПНИК – КРИОГЕН»

«ПОДШИПНИК – КРИОГЕН» представляет собой комплексное программное обеспечение для проектирования опор скольжения высокоскоростных роторных систем. Предназначено для использования в КБ, занятых разработкой перспективных криогенных турбомашин, и проведения научных исследований.

Ключевые особенности.

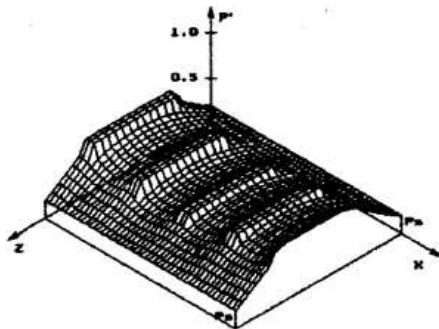
- расчет стационарных характеристик подшипников скольжения: грузоподъемности, расхода смазочного материала, потерь мощности;
- определение полей давлений в смазочном слое на основании решения связанной неизотермической нестационарной задачи;
- расчет подшипников скольжения различных типов и геометрии – гидродинамических, гидростатических, гидростатодинамических с различной формой питающих камер, многоклиновых с проточной смазкой, гибридных подшипников скольжения и т.д.;
- расчет опор скольжения, смазываемых различными жидкостями (жидкие водород, кислород, фреон – 113, азот, аммиак, вода и др.);
- определение коэффициентов жесткости и демпфирования смазочного слоя подшипников скольжения;
- возможность учета влияния фазовых превращений (вскипания, кавитации) на работоспособность подшипников скольжения.

Дополнительные возможности.

- расчет траекторий движения центра масс ротора;
- определение критических частот ротора с учетом податливости несущего смазочного слоя подшипников скольжения;
- расчет характеристик различных видов бесконтактных уплотнений и их влияния на колебания и устойчивость роторов;
- определение упругих и термических деформаций элементов роторно-опорных узлов.

Системные требования.

- персональный компьютер с процессором не ниже 386;
- операционная система DOS или WINDOWS;
- оперативная память – не менее 4 МВ.



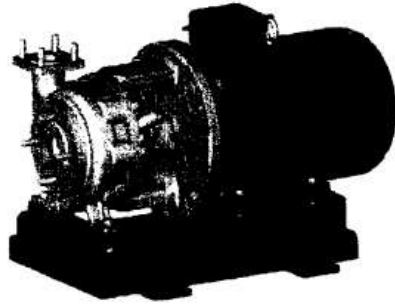
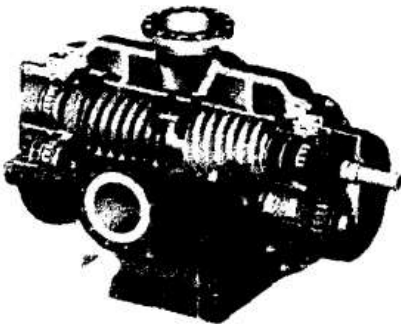
Разработчик: Проблемная научно-исследовательская лаборатория
«Моделирование гидромеханических систем»
Орловского государственного технического университета
Адрес: 302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29,
тел. (0862) 419849, факс 416684, E-mail: savin@ostu.ru

ТУРБОНАСОС

насосы, турбины, системы

ТУРБОНАСОС для химических, металлургических, горнообогатительных, нефтегазодобывающих и нефтеперерабатывающих предприятий производит:

- горизонтальные и вертикальные центробежные электронасосные агрегаты для перекачивания агрессивных жидкостей (кислоты, щелочи, электролиты и т. п.) с подачами от 10 до 700 м³/час и напорами от 20 до 80 м;
- горизонтальные и вертикальные электронасосные агрегаты с подачами от 10 до 2000 м³/ч и напорами от 10 до 200 м для перекачивания разнообразных абразивных гидросмесей (пульпы, загрязненной технической воды, промышленных стоков и т.п.);
- погружные переносные герметичные электронасосные агрегаты с подачами от 20 до 45 м³/ч и напорами от 20 до 30 м для перекачивания разнообразных агрессивных и абразивных гидросмесей;
- вертикальные электронасосные агрегаты с подачей 50 м³/ч и напорами от 50 до 400 м для откачивания из разнообразных емкостей (железнодорожных цистерн, дренажных колодцев и т.п.) нефти и нефтепродуктов;
- винтовые электронасосные агрегаты с подачами от 60 м³/ч до 500 м³/ч и повышением давления на выходе до 3 МПа для перекачивания многофазных смесей (нефть-газовый конденсат-газ-вода);
- герметичные центробежные электронасосные агрегаты с подачами от 10 до 50 м³/ч и напорами от 10 до 50 м для перекачивания разнообразных гидросмесей без механических примесей, в том числе низкотемпературных жидкостей.



ТУРБОНАСОС является дочерним предприятием «КОНСТРУКТОРСКОГО БЮРО ХИМАВТОМАТИКИ», одного из мировых лидеров по разработке и изготовлению жидкостных ракетных двигателей для различных видов ракетной техники и космических систем.

ТУРБОНАСОС ведущее российское предприятие в области проектирования и изготовления турбонасосных агрегатов для жидкостных ракетных двигателей, располагает высококвалифицированными кадрами ученых, конструкторов, технологов и рабочих.

Опыт, приобретенный в процессе проектирования и изготовления ракетной техники, космических систем, и культура производства дают возможность **ТУРБОНАСОС** претворять в жизнь сложные технологические задачи и проекты в области разработки импортозамещающего энергетического оборудования для металлургических, горнообогатительных, химических, нефтегазодобывающих и других предприятий разных отраслей народного хозяйства РФ.

В состав **ТУРБОНАСОС** входят:

- конструкторский комплекс;
- производственный комплекс;
- экспериментальный комплекс.

ТУРБОНАСОС

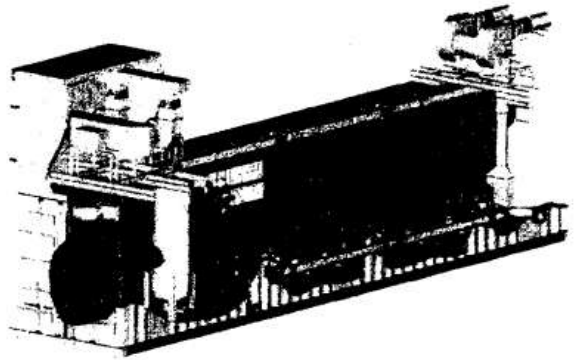
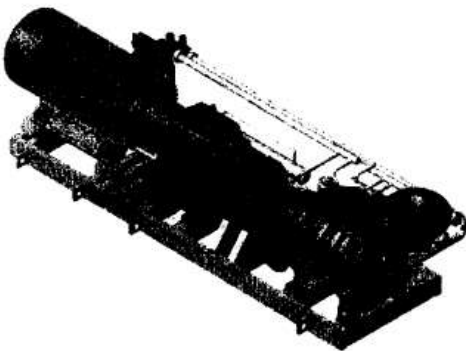
Россия, 394052, Воронеж, Острогажская, 10/7
 тел. (0732) 72 76 07, 72 76 08, факс (0732) 72 76 19
 E-mail: info@turbonasos.ru, market@turbonasos.ru
 www.turbonasos.ru

ТУРБОНАСОС

насосы, турбины, системы

ТУРБОНАСОС для нефтегазодобывающих, нефтеперерабатывающих, металлургических, химических и горнообогатительных предприятий выпускает:

- автоматизированные модульные многофазные насосные станции для перекачивания нефти, а также различных многофазных смесей (нефть-газ-газовый конденсат-вода);
- агрегаты приготовления смеси для мобильных комплексов глубокопроникающего гидроразрыва нефтяных пластов;
- автоматизированные модульные станции для поддержания пластового давления;
- модульные турбодетандерные электростанции с газотурбинным приводом для выработки электрической энергии с использованием энергии сжатого природного газа на турбине мощностью от 0,5 до 10 МВт;
- автоматизированные системы гидравлического разделения суспензий руд для получения требуемой концентрации частиц определенного размера методом центробежного разделения их в гидроциклонах;
- автоматизированные системы перекачки отвальных хвостов для транспортировки обедненной руды после гидрометаллургического передела в хранилище;
- автоматизированные насосные станции оборотного цикла технического водоснабжения для откачки в автоматическом режиме загрязненной технической воды с поддержанием заданного уровня в различных емкостях.
- озонаторные установки и системы для очистки питьевой воды, сточных вод, газовых выбросов и т.д.



Надежность и качество - основные принципы **ТУРБОНАСОС**. Применение прогрессивных технологий и постоянное улучшение качества продукции - вот те позиции, которые позволяют **ТУРБОНАСОС** обеспечивать конкурентоспособность своей продукции на рынке. Большое внимание уделяется исследованиям и новым разработкам, совершенствованию уже имеющейся продукции, соответствующей потребностям рынка, а также расширению мероприятий, способствующих обеспечению и улучшению качества продукции.

ТУРБОНАСОС видит свою миссию в содействии развитию народного хозяйства России путем проектирования и изготовления для российских промышленных предприятий высокотехнологичного энергетического оборудования с жесткими требованиями по охране окружающей среды, высокого качества и надежности, эффективно используя и гармонично развивая высокий научно-технический потенциал предприятия, обеспечивая сотрудникам предприятия достойный уровень жизни.

В течение 10-15 лет **ТУРБОНАСОС** планирует реализовать свои стратегические цели: занять ведущие позиции среди мировых производителей насосного и другого энергетического оборудования. Высокий научно-производственный потенциал **ТУРБОНАСОС** вполне достаточен для достижения стратегических целей предприятия, которые соответствуют конкурентоспособности выпускаемой продукции, престижу и имиджу **ТУРБОНАСОС**, его научно-производственным возможностям.

ТУРБОНАСОС

Россия, 394052, Воронеж, Острогжская, 107
 тел. (0732) 72 76 07, 72 76 08, факс (0732) 72 76 19
 E-mail: info@turbonasos.ru, market@turbonasos.ru
 www.turbonasos.ru

GERÄTE- UND PUMPENBAU GMBH Dr. EUGEN SCHMIDT.MERBELSROD

Schwarzbacher Straße 28 • 98673 Merbelsrod • Telefon: (36878) 64-0 • Fax: (36878) 64300
http://www.gpm-merbelsrod.de



Год основания:	1939
Руководитель:	Доктор Ойген Шмидт / Dr. Eugen Schmidt
Руководитель по продажам:	г-н Манфред Штуберт / Manfred Stubert
Количество сотрудников:	270
Филиалы, представительства, бюро:	Украина Россия и страны СНГ Польша Словакия Чехия Венгрия Румыния Болгария Голландия

Сфера деятельности

Фирма «GPM» находится на юге Тюрингии в селении Мербельсрод между Ильменау и Кобургом. Уже более 40 лет фирма разрабатывает и изготавливает водяные помпы для двигателей внутреннего сгорания и более 30 лет торцовые уплотнения для уплотнения газообразных и жидких сред на вращающихся частях оборудования в машиностроении. В настоящее время актуально как производство серийных уплотнений, так и разработка и изготовление уплотнений с учетом специфических проблем потребителей. Кроме того, дополнительные системы обслуживания, необходимые для работы одинарных или двойных механических уплотнений, также являются нашей производственной программой. Мы расцениваем близкое сотрудничество с заказчиком как базис для быстрого и конструктивного решения наиболее сложных задач уплотнительной техники.

Производственная программа

- Торцовые уплотнения и комплектующие (стандартные по DIN 24960, серийные и специальные);
- Водяные помпы и масляные насосы для автомобилестроения и для промышленных двигателей.

С июня 1995г. фирма GPM сертифицирована как фирма применяющая систему управления качеством согласно DIN EN ISO 9001.





ВМЕСТЕ - К ЛУЧШЕМУ

ООО "ТРИЗ" (Товарищество реализации инженерных задач) объединяет квалифицированных специалистов в области центробежных машин, их систем и узлов. Начало производственной деятельности предприятия - 1990 год.

Имеет разрешение государственного департамента по надзору за охраной труда на проведение работ в химической, нефтехимической и газовой промышленности по проектированию, ремонту, модернизации и эксплуатации, авторскому надзору за изготовлением, испытанием, пусконаладке насосного, компрессорного и газового оборудования, их отдельных узлов и систем управления.

Основной вид деятельности - модернизация компрессорного и насосного оборудования по собственной технологии. В настоящее время успешно эксплуатируются более 80 наименований центробежного оборудования, прошедшего модернизацию по технологии "ТРИЗ". Результаты эксплуатации подтверждают высокую экономическую эффективность и надёжность модернизированных агрегатов.

Совместно с крупными химическими и нефтехимическими предприятиями Украины и России накоплен огромный практический опыт по диагностике, повышению эффективности и надёжности центробежного оборудования, который представлен в целом ряде публикаций, а также в докладах на отраслевых, межотраслевых и международных семинарах и конференциях. Конструкторские разработки защищены патентами.

ООО "ТРИЗ" совместно с Одесским припортовым заводом является учредителем и организатором семинара "Безопасность эксплуатации компрессорного и насосного оборудования", основная цель которого - возобновить традицию ежегодных собраний главных механиков предприятий химической и нефтехимической промышленности.

Нашими постоянными заказчиками являются: Одесский припортовый завод, концерн "Стирол" г. Горловка, ОАО "ДнепрАЗОТ" г. Днепропетровск, АО "Укртатнафта" г. Кременчуг, АО "ГАЛИЧИНА" г. Дрогобыч, НАК "АЗОТ" г. Новомосковск, "Крафтфулз Украина" г. Тростянец и другие.

Мы специализируемся по следующим направлениям:

- разработка и поставка нестандартного центробежного компрессорного и насосного оборудования;
- подшипники демпферные опорные и упорные;
- муфты упругие с крутящим моментом до 4 т·м с частотой вращения, необходимой потребителю.
- разработка и поставка любых уплотнительных систем и уплотнений;
- газодувки и воздуходувки (вихревые) производительностью до 2000 м³/ч со степенью сжатия до 2,5;
- пружины цилиндрические, конические, браслетные.

В своей работе "ТРИЗ" применяет современное диагностическое оборудование, располагает мощной компьютерной сетью и пакетами оригинального программного обеспечения для проведения всех видов прочностных, динамических, тепловых, газодинамических и других видов расчетов. Конструкторская документация выполняется с использованием современных графических систем.

Предприятие динамично развивается, постоянно наращивая объёмы производства и расширяя собственную производственную базу.

Для получения дополнительной информации или установления деловых контактов Вы можете обратиться по адресу:

"ТРИЗ" ЛТД, ул. Машиностроителей, 40020, г.Сумы, Украина,
 для корреспонденции а/я 1421
 тел: (0542) 214 -801, 247 -737, факс: (0542) 212 -801,
 E-mail: triz@triz.sumy.ua

CADFEM**www.cadfem.ru**

ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ И РАСЧЕТ

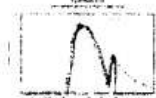


Уважаемые дамы и господа!
Фирма CAD-FEM GmbH приветствует Вас и предлагает Вашему вниманию информационные материалы о предлагаемых нами решениях на рынке инженерных средств и услуг.

С момента основания в 1985 г. в г. Графинг (неподалеку от Мюнхена, Германия, где сейчас находится центральный офис) и с тех пор по всей Европе (Германия, Швейцария, Австрия, Италия, Польша, Чехия, ...) и странам СНГ CAD-FEM предлагает полный комплекс инженерингового сопровождения промышленных предприятий, НИИ, КБ, ВУЗов:

- Исполнение расчетных заказов и инженерный консалтинг.
- Поставка и внедрение передовых расчетных программных и программно-аппаратных комплексов.
- Техническая поддержка программного обеспечения и проведения обучения любого уровня сложности.

Нашими крупнейшими клиентами являются ABB, Alstom, BMW, Daimler-Chrysler, Deutsche Airbus, Dornier Aircraft, MAN, Porsche, Siemens, Sulzer, Volkswagen, и т.д., а в России и др. странах СНГ это ВНИИЖТ, ГАЗ, УАЗ, КБ Южное, РКК Энергия им. Королева, СНТК им. Кузнецова, ТАНТК им. Бериева, ЦКБ МТ Рубин, ЦНИИ им. Крылова и др.

**ПРОЧНОСТЬ****ГИДРОГАЗОДИНАМИКА****ЭЛЕКТРОМАГНЕТИЗМ****ТЕПЛОФИЗИКА****АКУСТИКА****ПРОЧЕЕ**

(+095) 468-8175

(+095) 460-4122

(+095) 913-2300

<http://www.cadfem.ru>e-mail: info@cadfem.ru<http://www.cadfem.de>

107497, Москва,
Щолковское ш. 77/79
офис 1703



СУМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
Кафедра общей механики и динамики машин,
проблемная лаборатория вибрационной надежности
и герметичности центробежных машин

Подготовка выпускников:

- специальность - *“Динамика и прочность” (8.080303);*
 специализация - *“Компьютерные технологии в обеспечении надежности роторных машин”;*
 квалификация - *бакалавр, специалист (инженер – механик), магистр.*

Выпускники готовятся для научно - исследовательских и инженерных работ по проблемам виброненадежности и герметичности новой энергосберегающей техники.

Фундаментальная подготовка по:

- прикладной и вычислительной математике, компьютерным технологиям;
- физике, механике сплошных сред, теории упругости, пластичности, ползучести, гидроаэромеханике и гидроаэроупругости;
- колебаниям, динамической устойчивости и сейсмостойкости систем;
- методам и средствам измерения и анализа вибраций, вибродиагностике;
- теории автоматического управления и оптимизации механических систем;
- по триботехнике, гермомеханике.

Подготовку осуществляют высококвалифицированные преподаватели и специалисты на научно - исследовательской базе проблемной лаборатории виброненадежности и герметичности центробежных машин.

Научные исследования по проблемам:

создание надежных уплотнительных систем:

- бесконтактные импульсные торцовые уплотнения для жидких и газообразных сред (в т. ч. двойные с запирающим жидкостью или газом);
- радиальные и торцовые сальниковые уплотнения;
- щелевые уплотнения.

динамика ротора в щелевых уплотнениях:

- силы, действующие на ротор в уплотнениях;
- собственные частоты и формы вынужденных колебаний и устойчивость ротора;
- системы авторазгрузки осевых сил;
- создание “безвальных” и герметичных насосов.

диагностика технического состояния роторных машин:

- измерение, анализ и снижение вибрации в условиях эксплуатации;
- разработка методов и средств диагностирования;
- создание систем диагностирования и прогнозирования ресурса машин.

Создание специализированного программного обеспечения по указанным проблемам.

Экспериментальная проверка научных разработок на стендах и в условиях эксплуатации.

Мы готовы к взаимовыгодному сотрудничеству!

Наш адрес:

УКРАИНА, 40007, г. Сумы, ул. Римского-Корсакова, 2, СумГУ
 тел./факс: (0542) 333-594, E-mail: marts@omdm.sumdu.edu.ua

Наукове видання

**Праці 10-ї Міжнародної науково-технічної конференції
“Герметичність, вібронадійність та екологічна безпека
насосного і компресорного обладнання” – “ГЕРВІКОН – 2002”**

Том 2

(Російською мовою)

Технічні редактори:
Н.В. Зуєва, Ю.Я. Тарасевич

Підп. до друку 27.08.2002. Формат 60x84^{1/16}. Папір офсетний.
Умовно друк. арк. 15,11. Обл.-вид. арк. 18,45. Наклад 250 прим.
Вид №81. Замовлення № _____.

Видавництво СумДУ. Р.с. №34 від 11.04.2000 р.
40007, Суми, вул. Римського – Корсакова, 2.

Віддруковано ТОВ «PRESS-тиж». пр.Шевченка, 21 тел. (0542) 21-05-77