

На правах рукописи

ВАСИЛЬЕВ Виталий Альбертович

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА
ЦЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ

Специальность 05.02.02 - "Машиноведение
и детали машин"

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск - 1992

Работа выполнена в Уральском филиале Всесоюзного теплотехнического научно-исследовательского института им Ф.Э. Дзержинского

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Бургвиц А.Г.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Прокопьев В.Н.
кандидат технических наук,
доцент Курочкин Ю.Б.

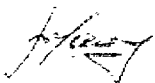
Ведущее предприятие - Санкт-Петербургское производственное объединение "Пролетарский завод"

Защита состоится 11 ноября 1992 г. в 14⁰⁰ часов
на заседании специализированного совета К 053.13.02 Челябинского
государственного технического университета по адресу: 454080,
г. Челябинск, проспект Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан "9" ноября 1992 г.

Ученый секретарь
специализированного Совета
К 053.13.02
кандидат технических наук,
доцент



Костов В.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность тем. Строительство энергетических блоков 300-1200 МВт привело к необходимости создания питательных насосов мощностью 15-20 МВт с подачей 1000-1500 м³/ч, давлением до 30-35 МПа, частотой вращения приводной турбины до 6000 об/мин. Задача повышения ресурса таких насосов является актуальной с учетом большого диапазона изменения наработок до отказа (от 6000 до 20000 ч.), наличия аварийных простоев и значительных затрат при ремонте как в СНГ так и за рубежом.

Снижение ресурсов насосов между капитальными ремонтами вызвано, в частности, увеличением вибрации и пульсаций давления жидкости. Вибрация роторов является одной из основных причин простоя питательных насосов, а, следовательно, и причиной внепланового простоя основного оборудования энергетических блоков.

Проектирование надежных и экономичных центробежных насосов невозможно без использования точных и надежных методов расчета критических частот вращения и устойчивости ротора. Точность этих методов, в значительной мере, определяется точностью учета гидродинамических сил в целевых уплотнениях. Экспериментальные и теоретические исследования целевых уплотнений доказывают, в ряде случаев, несоответствие опытных и расчетных данных как при определении гидродинамических сил, так и условий возникновения автоколебаний ротора.

Актуальность уточнения методик расчета гидродинамических сил в целевых уплотнениях при произвольном движении ротора определяется, таким образом, потребностями энергомашиностроения а также ряда областей машиностроения, в которых решающую роль

играет надежность щелевых уплотнений.

Диссертационная работа выполнялась в соответствии с межотраслевым планом научно-исследовательских и опытно-промышленных работ по повышению ресурса питательных насосов Ленинградского научно-производственного объединения "Пролетарский завод" для энергоблоков 250-1200 МВт; планами НИР Уральского филиала Всесоюзного теплотехнического института.

Ц е л ь р а б о т ы . Разработать метод гидродинамического расчета, рекомендаций для проектирования и конструкций щелевых уплотнений питательных насосов повышенной надежности.

М е т о д ы и с с л е д о в а н и я . В работе использованы методы гидродинамической теории смазки и технической механики. Решение системы дифференциальных уравнений движения жидкости проведено численными методами. Проверка точности решений осуществлялась сравнением результатов расчета и эксперимента.

Н а у ч н а я н о в и з н а . Впервые разработан метод расчета гидродинамики щелевого уплотнения конечной длины с учетом локальных и конвективных составляющих ускорения жидкости. В отличие от известных, метод позволяет учесть напорное течение жидкости в окружном направлении и влияние движения ротора на падение давления на входе в щель.

Обоснованы области использования математических моделей короткого уплотнения и уплотнения конечной длины на основе параметрических исследований, выполненных в широком диапазоне изменения конструктивных параметров.

Разработана, изготовлена и внедрена конструкция стенда, защищенная авторским свидетельством, позволяющая проводить измерения полей давления в щелевых уплотнениях с точечным подводом

смазки и нестационарном движении ротора.

Практическая ценность. Использование разработанного метода расчета, программ и рекомендаций по выбору параметров целевых уплотнений обеспечивает снижение расхода смазки и увеличение гидродинамической жесткости уплотнений, что обеспечивает повышение надежности питательных насосов, сокращает затраты времени на их проектирование и доводку.

Реализация и внедрение. Разработанная методика расчета гидродинамических сил в виде пакета программ внедрена на Ленинградском научно-производственном объединении "Пролетарский завод" и используется при решении практических задач, требующих определения расхода жидкости и гидродинамических сил в уплотнениях питательных насосов. Предложенная методика использована при анализе конструкций целевых уплотнений разгрузочного устройства головного образца питательного насоса ПН-1500-350-I блока 800 МВт Пермской ГРЭС и разработке мероприятий по снижению гидродинамических воздействий на ротор.

Результаты исследований реализованы в конструкции целевого уплотнения /а.с.№ 918559/ и устройстве для исследования зависимости гидродинамических давлений в масляном слое трущихся поверхностей /а.с.№ 1163178/, которое внедрено на стендах Уральского филиала ВТИ.

Апробация работы. Основные положения и результаты исследований докладывались на третьей, четвертой и пятой Всесоюзных научно-технических конференциях по уплотнительной технике /г. Сумы, 1982, 1985, 1988 гг./, на Всесоюзной научно-технической конференции "Долговечность энергетического оборудования и динамика гидроупругих систем" /г. Челябинск, 1986 г./,

на Всесоюзной научно-технической конференции "Научные проблемы современного энергетического машиностроения и их решение" /г. Ленинград, 1987 г./, на ежегодных научно-технических конференциях Челябинского политехнического института /г. Челябинск, 1984 - - 1991 гг./.

П у б л и к а ц и и . По результатам выполненных исследований опубликовано 10 печатных работ, в том числе два авторских свидетельства на изобретения.

С т р у к т у р а и о б ъ е м р а б о т ы . Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка использованной литературы и приложения. Она содержит 173 страницы, в том числе 92 страниц основного машинописного текста, 53 иллюстрации, 126 наименований отечественных и иностранных источников, 19 страниц приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В о в е д е н и и обоснована актуальность темы, сформулирована цель работы и дано краткое изложение новых научных результатов.

I. Обзор методов расчета. Выполнен анализ современного состояния теории и практики целевых уплотнений мощных питательных насосов, сформулированы основные задачи работы.

Рассмотрены различные конструкции целевых уплотнений, отмечено что многоселевые уплотнения хотя и обладают большим гидравлическим сопротивлением, но могут вызывать повышенную вибрацию ротора. Односелевые уплотнения благодаря простоте конструкции и достаточно малым утечкам нашли широкое применение в качестве уплотнений проточной части современных питательных насосов.

Целью гидравлического расчета щелевых уплотнений является определение расхода жидкости через уплотнение и гидродинамических сил, действующих на ротор. Известно, что эти силы, возникающие в уплотнениях проточной части, определяются перепадом давления и существенно влияют на критические частоты вращения и устойчивость ротора. Основой для решения задачи определения расхода и гидродинамических сил в щелевых уплотнениях являются работы А.И.Голубева, А.А.Ломакина, В.А.Марцинковского, И.Б.Каринцева, Г.Ф.Блака, У.Амады и др. Существующие методы расчета используют методы гидродинамической теории смазки и математические модели короткой опоры скольжения. Использование известной модели короткой опоры применительно к уплотнениям рабочих колес может быть оправдано, так как отношение длины к диаметру этих уплотнений много меньше единиц. Но использование тех же математических моделей к уплотнениям разгрузочного устройства и концевым уплотнениям требует дополнительного обоснования, так как для этих уплотнений отношение длины к диаметру больше единиц.

Трудность использования модели конечного уплотнения применительно к щелевым уплотнениям с торцовым подводом жидкости заключается в необходимости решения полной системы уравнений, описывающих движение жидкости в кольцевом зазоре при произвольном движении ротора с учетом локальных и конвективных составляющих инерции жидкости, а также в учете изменения сопротивления в щели при вращении ротора. Разработкой методов расчета гидродинамических параметров опор скольжения конечной длины с учетом локальных и конвективных членов инерции жидкости занимались Г.А.Завьялов, А.Г.Бурганц, А.С.Кальзон, А.Т.Полезский, В.Н.Прокопьев, И.Я.Токарь, Ю.П.Циманский и др. Численными методами решения

задачи турбулентного течения вязкой несжимаемой жидкости в тонком слое посвящены работы О.М.Белоцерковского, О.М.Лаундера, М.А.Лешинера, С.Патанкара, Д.Сполдинга и др.

Как показал анализ методов расчета гидродинамических характеристик в опорах скольжения конечной длины наиболее приемлемыми для щелевых уплотнений являются численные методы разработанные С.Патанкаром и Д.Сполдингом.

Предложенная ими итерационная процедура применена О.М.Лаундером и М.А.Лешинером для расчета полей давления и полей скоростей в плоской опоре скольжения с квадратной в плане колодкой. Так как в щелевом уплотнении не имеет места разрыв слоя известная численная схема расчета нуждается в модернизации с целью решения задач при периодических граничных условиях по окружности уплотнения.

В задачу исследований входило:

- разработка метода расчета гидродинамических сил в щелевых уплотнениях конечной длины с учетом течения жидкости в окружном направлении, а также локальных и конвективных составляющих инерции жидкости;
- проведение сравнительного анализа математических моделей уплотнения конечной длины и короткого уплотнения, выполнения параметрических исследований различных конструкций щелевых уплотнений;
- разработка экспериментальной установки по исследованию полей давления в зазоре щелевого уплотнения при нестационарном движении ротора и торцовом подводе жидкости, проведение сравнительного анализа теоретических и экспериментальных исследований;
- разработка рекомендаций по проектированию щелевых уплотнений питательных насосов.

2. Определение гидродинамических сил. Решена задача вычисления расхода и гидродинамических сил в конечной кольцевой щели (рис. I) с вращающимся и прецессирующим ротором и неподвижной статорной втулкой.

Предполагается, что зазор мал по сравнению с радиусом, жидкость несжимаема, рассматривается автономная область турбулентного режима течения.

Схема щелевого уплотнения и основные обозначения

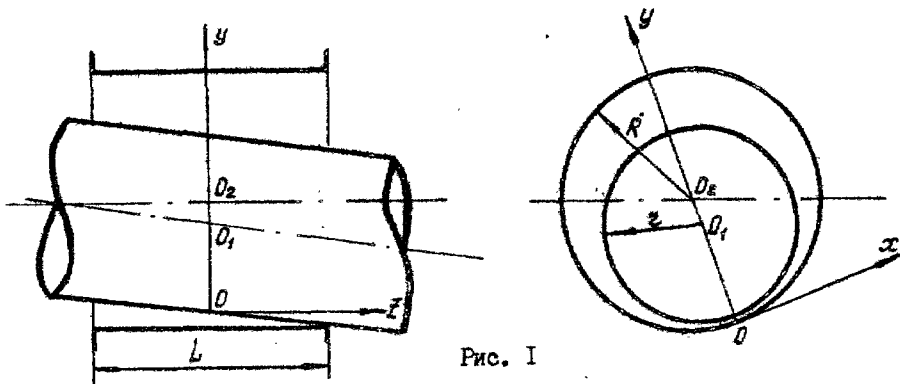


Рис. I

Для вычисления гидродинамических сил используется следующая форма уравнений движения несжимаемой жидкости в кольцевом зазоре:

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} (U_c h) + \frac{\partial}{\partial x} (\sigma_{xx}^* \rho U_c^2 h) + \frac{\partial}{\partial z} (\sigma_{xz}^* \rho U_c W_c h) = -h \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{k_x \mu}{h} (0.5 U_c h - U_c);$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} (W_c h) + \frac{\partial}{\partial x} (\sigma_{zx}^* \rho U_c W_c h) + \frac{\partial}{\partial z} (\sigma_{zz}^* \rho W_c^2 h) = -h \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{k_z \mu}{h} W_c$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (U_c h) + \frac{\partial}{\partial z} (W_c h) = - \frac{\partial h}{\partial t},$$

где P - давление в зазоре, k_x, k_z - коэффициенты сопротивления трения окружного и осевого течений, h - радиальный зазор, ρ - плотность жидкости, U_c, W_c - окружная и осевая скорости,

$$\sigma_{xx}^n = \frac{\int_0^h \rho U^2 dy}{\rho h U_c^2}, \quad \sigma_{zz}^c = \sigma_{xz}^c = \frac{\int_0^h \rho U W dy}{\rho h U_c W_c}, \quad \sigma_{zz}^c = \frac{\int_0^h \rho W^2 dy}{\rho h W_c^2}.$$

Граничные условия определяются законом движения ротора, заданным перепадом давления на уплотнении и условиями неразрывности потока в окружном направлении.

С использованием идей Д.Патанкара получены конечно-разностные уравнения на прямоугольной шахматной сетке. Системы уравнений для скоростей и давлений решались методом прогонки. При определении полей давления и полей скоростей в щелевом уплотнении с граничными условиями периодичности использовался модифицированный метод "круговой" прогонки.

Проведена тестовая проверка точности разработанного метода расчета сравнением с результатами вычислений Лаундера и Лешцинера. Контроль расчетов полей давления при нестационарном движении жидкости, учет локальной составляющей инерции базировался на результатах Эброда. Проверка показала, что реализованный алгоритм дает достоверные результаты и может быть использован при проведении сравнительного анализа различных моделей щелевого уплотнения.

3. Сравнительная оценка математических моделей. Приведены результаты сравнительного анализа математических моделей короткого уплотнения и уплотнения конечной длины и результаты параметрических исследований щелевых уплотнений.

Сравнение математических моделей проведено для щелевых уплотнений с параметрами $L/D = 0,25$ и $1,0$. Первое число соответствует уплотнению рабочего колеса, второе кольцевой щели разгрузочного диска. Расчеты проведены применительно к питательным насосам для жидкости с вязкостью, характерной для питательной воды тепловых электрических станций ($\mu = 0,0002$ нс/м). Исследовались различные режимы работы уплотнений: частоты вращения от 0 до 80 1/с, перепады давления от 0 до 10 МПа. Длина уплотнений изменялась от 10 до 200 мм, радиус от 50 до 150 мм, радиальный зазор от 0,1 до 0,9 мм.

На рисунке 2 показано отношение гидродинамических сил, рассчитанных по модели уплотнения конечной длины (индекс I) к силам, рассчитанным по модели короткого уплотнения (индекс 0). Проекция силы, действующая по линии центров - радиальная сила обозначена через F_p , направленная перпендикулярно смещению ротора - циркуляционная через F_c . Как видно из рисунков расхождение методов особенно заметно при расчетах циркуляционной составляющей. Если для радиальной составляющей расхождение не превышает 10-15 % для короткого уплотнения и 40 % для уплотнения конечной длины ($L/D = 1,0$), то величина циркуляционной составляющей, рассчитанной по модели уплотнения конечной длины может отличаться в несколько раз от величины, полученной путем расчета по модели короткого уплотнения.

Параметрические исследования щелевых уплотнений проводились путем расчета и сравнения гидродинамических сил для уплотнений

Проекция гидродинамической силы

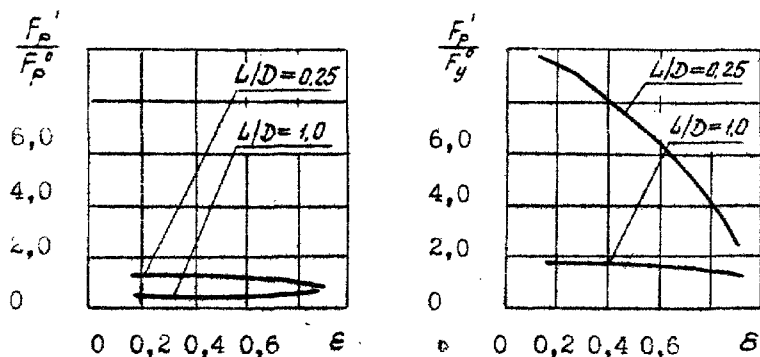


Рис.2

с различными геометрическими параметрами. Получены зависимости гидродинамической силы от эксцентриситета ϵ , параметра L/D , радиуса уплотнения R , радиального зазора h , частоты вращения ω , перепада давления в щели ΔP .

На рисунке 3 в качестве примера приведена зависимость гидродинамической силы от эксцентриситета для уплотнений рабочих колес (короткое уплотнение) и уплотнений разгрузочного устройства (уплотнение конечной длины). Как видно из рисунка, величина радиальной составляющей гидродинамической силы для длинных щелевых уплотнений существенно больше, чем для коротких. Циркуляционная составляющая также существенно больше.

Таким образом, использование длинных щелей в уплотнениях быстроходных питательных насосов позволяет увеличить несущую

Зависимость гидродинамической силы
от эксцентриситета

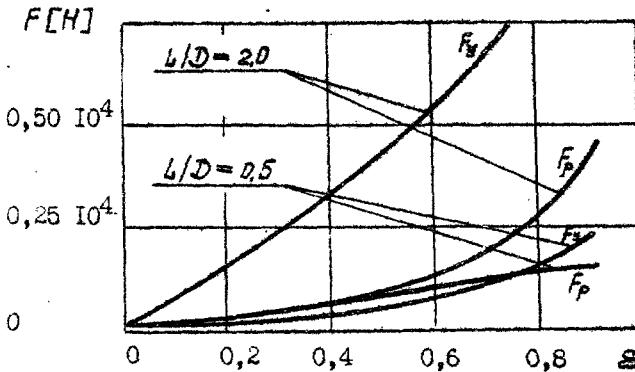


Рис.3

способность уплотнений, а благодаря увеличению циркуляционной составляющей гидродинамической силы, повысить устойчивость к возникновению автоколебаний ротора при условии, что собственная частота ротора выше частоты вращения. Использование коротких уплотнений, например за счет введения в конструкцию кольцевых канавок, приводит соответственно к снижению несущей способности уплотнений, увеличению прогиба ротора питательного насоса и вероятности задеваний в проточной части.

Исследования многоцелевых уплотнений позволили разработать конструкцию уплотнения повышенной вибрационной надежности, защищенную авторским свидетельством.

4. Экспериментальная проверка алгоритма расчета. Проведена проверка точности предложенного алгоритма расчета гидродинамических сил в целевых уплотнениях путем сравнения эксперименталь-

ных данных с расчетными. Для исследования распределения давления и гидродинамических сил в щелевом уплотнении при нестационарном движении ротора разработана специальная установка, защищенная авторским свидетельством. Установка отличается от известных тем, что ось втулки, насаженной на вал, расположена эксцентрично или перекошена относительно оси вала. При вращении вала втулка образует в корпусе уплотнение, зазор которого меняется относительно неподвижного корпуса.

На опытных установках определены гидродинамические силы, построены их экспериментальные зависимости от эксцентриситета и частоты вращения, проведено сравнение экспериментальных полей давления с расчетными (рис.4) и подтверждена достаточная точность предложенного алгоритма расчета гидродинамических сил.

Распределение давления

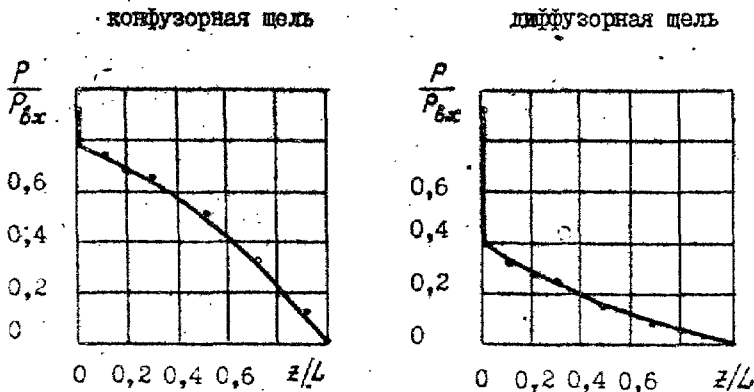


Рис.4

— расчет;

• эксперимент.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Разработан метод расчета полей давления и полей скоростей в щелевом уплотнении на основе математической модели уплотнения конечной длины с учетом локальных и конвективных составляющих инерции жидкости, а также напорного течения жидкости в окружном направлении, отличающийся от известных тем, что позволяет проводить расчеты щелевых уплотнений с учетом их конструктивных особенностей, в частности, позволяет рассчитывать уплотнения с произвольным отношением длины к диаметру.

2. Расчеты щелевых уплотнений по предложенному методу позволяют существенно увеличить точность расчета величины гидродинамических сил. Так например, определение центрирующей силы предлагаемым методом с использованием модели конечного уплотнения в конструкциях с отношением длины к диаметру в пределах от 0,5 до 1,5 (уплотнения разгрузочных устройств) снижает погрешности расчета с использованием модели короткого уплотнения в два раза. Предложенный метод позволяет уточнить величину циркуляционной составляющей гидродинамической силы, погрешность определения которой известными методами, в сравнении с предложенным, может достигать более 300 %.

Анализ математических моделей уплотнений показал, что модель короткого уплотнения может быть использована только при определении радиальных составляющих гидродинамической силы в щелях с отношением длины к диаметру не более 0,3.

3. Проведение параметрических исследований щелевых уплотнений позволило более точно оценить влияние конструктивных пара-

метров щелевых уплотнений на гидродинамические силы.

4. Адекватность математических моделей алгоритмов и программного обеспечения подтверждена сравнением результатов расчета с данными эксперимента, полученными на экспериментальной установке.

5. Разработанная методика расчета щелевых уплотнений внедренная на Ленинградском объединении "Пролетарский завод" в виде пакета программ с экономическим эффектом от внедрения 60 тысяч рублей на один насос энергоблока 800 МВт, позволила провести оценку величины гидродинамических сил в различных конструкциях щелевых уплотнений при разработке рекомендаций по наладке головного питательного насоса ПН-1500-350-1 и повысить его надежность.

Устройство для исследования зависимости гидродинамических сил в масляном слое трущихся поверхностей защищено авторским свидетельством и внедрено на стендах УралВТИ.

ПУБЛИКАЦИИ ПО РАБОТЕ

1. А.с. № 918559 /СССР/. Центробежный насос/Чегурко Л.Е., Васильев В.А. - Опубл. 1982, Бюл.№ 13.

2. А.С. № 1163178 /СССР/. Устройство для исследования зависимости гидродинамических давлений в масляном слое трущихся поверхностей/Васильев В.А., Завьялов Г.А., Чегурко Л.А., Иванова О.В. - Опубл. 1983, Бюл.№ 23.

3. Васильев В.А. О влиянии трения в многощелевых уплотнениях на устойчивость движения ротора насоса. В сб. Гидравлические машины, вып. 17, из-во Харьковского ун-та, 1983, с.17-18.

4. Васильев В.А., Чегурко Л.Е. Определение коэффициентов демпфирования колебаний в щелевых уплотнениях. Химическое и нефтяное машиностроение, № 5, 1985, с.11-12.

5. Васильев В.А. Влияние гидродинамической устойчивости потока в щелевом уплотнении на колебания ротора. - Динамика и прочность машин, 1985, № 42, с. 123-126.

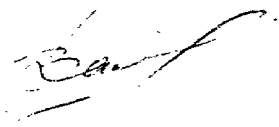
6. Васильев В.А., Завьялов Г.А. Определение поля давления в щелевом уплотнении при нестационарном движении ротора: Тезисы докладов к 4 Всесоюзному научно-техническому совещанию по уплотнительной технической технике, Сумы, 1985, с.20-21.

7. Васильев В.А., Иванова О.В., Шалдин И.В. Численный метод расчета гидродинамических сил в щелевых уплотнениях: Тезисы докладов к 5 Всесоюзному научно-техническому совещанию по уплотнительной технике, Сумы, 1988, с.49-50.

8. Турбулентное течение вязкой жидкости в уплотнениях насосов /Г.А.Завьялов, В.А.Васильев, О.В.Иванова. - Разработка и исследование вспомогательного оборудования турбинных установок ТЭС. Сборник научных трудов/ВТИ, 1991, с.79-85.

9. Туркия А.Н., Васильев В.А., Чегурко Л.Е. Повышение надежности и экономичности энергетических насосов. В сб. Совершенствование энергетического оборудования ТЭС, 1991, с.179-192.

10. Численные методы расчета гидродинамических сил в щелевых уплотнениях роторов/В.А.Васильев, О.В.Иванова, И.В.Шалдин. - Разработка и исследование вспомогательного оборудования турбинных установок ТЭС. Сборник научных трудов/ВТИ, 1991, с.88-92.



Подписано к печати 29.09.92. Формат 60x90 1/16. Печ. л. 1.
Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ 217/571.

ИСТ ЧИУМ. 454080. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76.