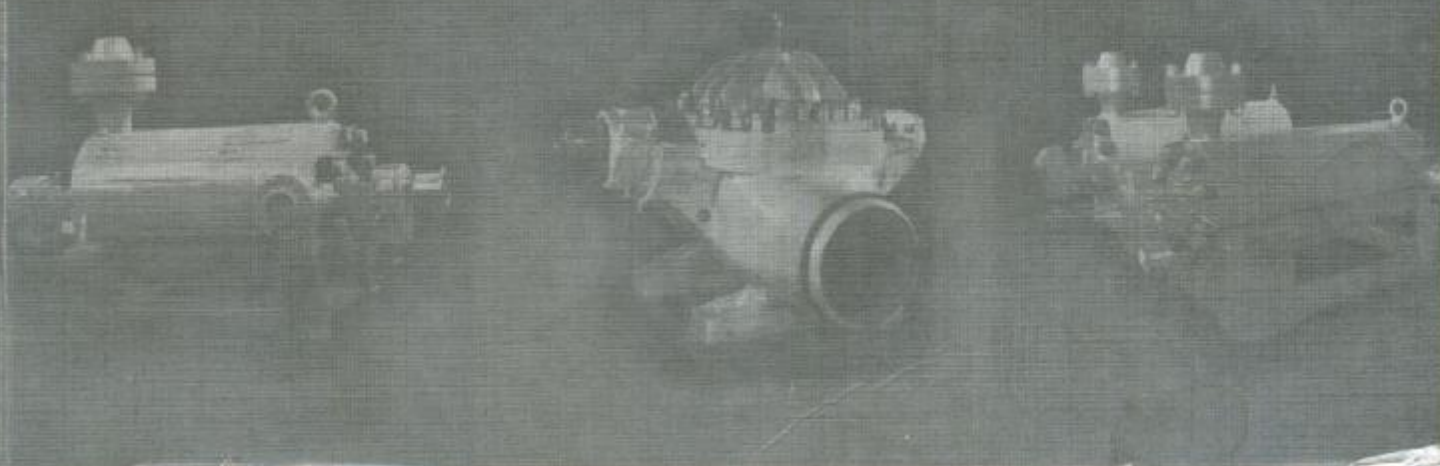


**ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА
НАСОСО- И
КОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ**



Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины
Сумский государственный университет

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА НАСОСО- И КОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ

Монография

Под редакцией
д-ра техн. наук, проф. В. А. Марцинковского,
канд. техн. наук, доц. И. Б. Твердохлеба,
канд. техн. наук, доц. Е. Н. Савченко

Сумы
Сумский государственный университет
2011

УДК 621.671; 621.5
ББК 31.762
Т 30

Рецензенты:

- А. Р. Якуба* – доктор технических наук, профессор
(Сумский национальный аграрный университет);
И. Б. Каринцев – кандидат технических наук, профессор
(Сумский государственный университет)

*Рекомендовано к печати ученым советом
Сумского государственного университета
(протокол № 1 от 01.09.2011)*

**Теория и практика насосо- и компрессоростроения: монография / под ред.
Т 30 В. А. Марцинковского, И. Б. Твердохлеба, Е. Н. Савченко. – Сумы: Сумский
государственный университет, 2011. – 412 с.
ISBN 978-966-657-384-4**

Книга посвящена вопросам повышения экономичности и надежности насосного и компрессорного оборудования в энергетике, химической, нефтехимической, пищевой и других отраслях промышленности. Представлены работы по общим вопросам повышения энергоэффективности оборудования за счет совершенствования проточных частей и оптимизации рабочих режимов, приводятся результаты экспериментальных и расчетных исследований течений жидкостей и газов в каналах проточных частей, рассматриваются новые конструкции, а также опыт эксплуатации насосов и компрессоров в различных условиях и предложения по модернизации их основных узлов.

Рассчитана на специалистов, занимающихся разработкой, производством и эксплуатацией насосного и компрессорного оборудования для различных отраслей промышленности, а также на студентов машиностроительных специальностей вузов.

УДК 621.671; 621.5
ББК 31.762

© Марцинковский В. А., Твердохлеб И. Б., Савченко Е. Н., 2011
ISBN 978-966-657-384-4 © Сумский государственный университет, 2011

Содержание

	С.
Предисловие.....	9
1. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ..	10
1.1. Подходы к рациональному решению задачи создания нового насосного оборудования в практике группы «Гидравлические машины и системы» (Ямбуренко Н.Н, Твердохлеб И.Б., Визенков Г.В.).	11
1.2. Пути повышения энергоэффективности насосных систем (Костюк А.В., Диброва О.В., Соколов С.А., Шилов Р.Н.).....	23
1.2.1. Причины избыточного энергопотребления.....	23
1.2.2. Основные пути повышения энергоэффективности.....	24
1.2.3. Проведение технического аудита насосных систем.....	25
1.3. Повышение энергоэффективности систем путем применения частотно-регулируемого привода насоса (Афанасьев А.В., Беккер Л.М., Твердохлеб И.Б.).....	27
1.3.1. Регулирование подачи насоса.....	27
1.3.2. Способы регулирования частоты вращения насоса.....	28
1.3.3. Преимущества использования частотно-регулируемого привода на примере насосного оборудования для трубопроводного транспорта нефти.....	29
1.3.4. Возможные проблемы при использовании преобразователя частоты.....	31
1.3.5. Частотно-регулируемый высоковольтный привод.....	32
1.3.6. Типы высоковольтных преобразователей частоты.....	33
1.4. Создание новой высокоэффективной проточной части питательного насоса для тепловой энергетики (Косяненко А.С., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.).....	36
1.5. Пути повышения энергоэффективности центробежных насосов системы поддержания пластового давления (Багманов А.А., Бажайкин С.Г., Кулешов К.В.).....	40
1.5.1. Повышение КПД и напора насосов ЦНС путем снижения объемных потерь в проточной части.....	40
1.5.2. Обоснование возможности расширения рабочей зоны характеристик насосов ЦНС, применяемых в системе ППД.....	43
1.5.3. Разработка эффективного способа изменения напора насоса.....	46
1.5.4. Оценка жизненного цикла системы ППД.....	48
1.6. Пути повышения надежности насосного оборудования нефтеперерабатывающих производств (Швиндин А.И., Берестовский В.А.)....	50
1.7. Опыт использования насосов с гидротурбинным приводом на энергоблоках АЭС (Шлемензон К.Т., Павлов П.Г.).....	58
1.8. Влияние модернизационной пригодности и технологичности на стоимость жизненного цикла крупных насосов АЭС (Пырогов А.Д.)...	65
1.8.1. Показатели при определении цен.....	65
1.8.2. Подготовка к выделению показателей МП и МТ.....	68
1.8.3. Анализ основных типов насосов АЭС.....	72

1.9. Сравнительный анализ работы питательных насосов парового котла с регулированием частоты вращения с помощью гидравлической муфты и высоковольтного преобразователя частоты (Comparative analysis of operation of feed pumps steam boiler with speed regulation by means of a fluid clutch and a medium-voltage frequency converter. <i>Marek Skowroński, Przemysław Szulc</i>).....	85
1.9.1. Wprowadzanie.....	85
1.9.2. Model pracy bloku energetycznego.....	86
1.9.3. Charakterystyki regulacyjne bloków.....	87
1.9.4. Krzywe regulacyjne wydajności pomp zasilających.....	88
1.9.5. Charakterystyka układu pompowego.....	88
1.9.6. Temperatura wody.....	88
1.9.7. Charakterystyki pomp, sprzęgieł i przemienników.....	89
1.9.8. Obliczanie układów pompowych.....	90
1.9.9. Wyniki obliczeń.....	91
1.10. Исследование конструкции центробежного насоса для механической поддержки работы человеческого сердца (<i>Алтынцев Е., Корчак А., Кустош Р.</i>).....	93
1.10.1. Методы исследования течения в насосе.....	97
1.10.2. Определение характеристик проточной части насоса.....	98
1.10.3. Анализ результатов расчетов гидродинамических сил.....	99
1.10.4. Сдвиговые напряжения в перекачиваемой жидкости.....	100
1.10.5. Измерение основных характеристик новой проточной части насоса.....	102
Перечень ссылок.....	104
2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОТОКА В ЭЛЕМЕНТАХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НАСОСВ И КОМПРЕССОРОВ.....	109
2.1. Аэродинамическое и аэроупругое взаимодействие лопаточных венцов осевого компрессора (<i>Гнесин В.И., Колодяжная Л.В.</i>).....	109
2.1.1. Аэроупругая модель.....	109
2.1.2. Численный анализ.....	113
2.2. Расчетно-экспериментальная оценка и прогнозирование границы устойчивости к дозвуковому флаттеру упругих систем (<i>Зиньковский А.П., Цимбалюк В.А., Стельмах А.Л.</i>).....	119
2.2.1. Основные положения методик и средства определения нестационарных аэродинамических нагрузок.....	120
2.2.2. Расчет границы динамической устойчивости.....	124
2.2.3. Методика прогнозирования границы динамической устойчивости лопаточного венца.....	125
2.2.4. Пример определения границы динамической устойчивости лопаточного венца.....	126
2.3. Выбор геометрии проточной части центробежного компрессора в составе ГПА с газотурбинным приводом (<i>Парафейник В.П., Евдокимов В.Е., Тертыйный И.Н., Нефедов А.Н.</i>)...	127

2.4. Расчет течения вязкой жидкости в неподвижных и вращающихся решетках (Жарковский А.А., Поспелов А.Ю., Пугачёв П.В.).....	140
2.5. Расчетное исследование течения и потерь в насосе ЦНС 63-1400 (Жарковский А.А., Алексенский В.А., Пугачёв П.В.).....	148
2.6. Расчетная оценка кавитационных качеств центробежных насосов (Жарковский А.А., Алексенский В.А., Пугачёв П.В.)	154
2.7. Численное моделирование гидродинамических процессов в проточной части центробежного нефтяного насоса с использованием нейросетевых алгоритмов (Валухов С.Г., Булыгин Ю.А., Кретинин А.В., Бучнев Р.Н.)	161
2.7.1. Краткое описание нейросетевой вычислительной архитектуры.....	161
2.7.2. Моделирование гидродинамических процессов.....	163
2.7.3. Моделирование 2d турбулентного течения несжимаемой жидкости во вращающемся кольце с прилегающей областью.....	164
2.7.4. 2d моделирование гидродинамических процессов в проточной части насоса.....	166
2.7.5. Нейросетевые 3d профили лопастей рабочих колес.....	167
2.8. Решение для исходной геометрии центробежного рабочего колеса в 3D постановке (Prime geometry solution of a centrifugal impeller within 3d setting. Peter Hlbočan, Michal Varchola).....	170
2.8.1. The geometry design.....	170
2.8.2. The meridional cut design.....	172
2.8.3. The blade cuts design.....	173
2.8.4. The impeller's solution in a 3d environment.....	175
2.9. Конструирование геометрии диагонального насоса с использованием экспериментальных результатов внутреннего течения в рабочем колесе (Geometry design of a mixed flow pump using experimental results of on internal impeller flow. Michal Varchola, Peter Hlbočan).....	177
2.9.1. Pressure distribution in the chanel of an impeller.....	177
2.9.2. The procedure of a hydraulic projection of the blade.....	181
2.10. Насос турбины Френсиса со стохастическими лопатками (The francis pump turbine with stochastic blades. František Pochylý, Miloslav Haluza, Jindřich Veselý)	184
2.10.1. Retuning of the runner by splitter blades.....	184
2.10.2. The runner with non-uniform blade cascade.....	188
2.11. Повышение эффективности проточной части насосов «ЭЦВ» диагонального типа (Надточий А.С, Солодченков В.Ф.).....	192
2.12. Компьютерное проектирование проточной части центробежных насосов (Косторной С.Д., Чаплыгин А.А., Косторной А.С.).....	199
2.12.1. Исходные уравнения двухпараметрических потоков в ПЧ ..	
2.12.2. Общие дифференциальные уравнения двух параметрических потоков идеальной жидкости.....	202
2.12.3. Профилирование лопасти рабочего колеса.....	206

2.13. Исследование структуры течения в боковых подводах гидромашин и некоторые рекомендации по их проектированию (Каранузова М.В., Луговая С.О., Твердохлеб И.Б.)	209
2.13.1. Обоснование возможности проведения численного исследования гидравлических качеств подводов.....	209
2.13.2. Описание объектов и методики проведения численного исследования.....	210
2.13.3. Анализ результатов численного исследования.....	211
2.14. Дослідження робочого процесу комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню шляхом проведення чисельного та фізичного експериментів (Казнієнко Д. В.)	218
2.15. Влияние зазора между рабочим колесом и корпусом на характеристики струйно – реактивной турбины (Ванеев С.М., Бережной А.С.).....	224
2.15.1. Экспериментальные исследования.....	224
2.15.2. Обработка экспериментальных данных.....	227
2.16. Антипомпажный регулирующий клапан центробежного нагнетателя на базе шарового крана (Савченко Е.Н., Сидорец А.И., Сидорец И.И.).....	232
2.16.1. Постановка задачи.....	233
2.16.2. Краткий обзор существующих конструкций антипомпажных клапанов и выбор базовой конструкции.....	233
2.16.3. Моделирование и численный расчет антипомпажного клапана на базе конструкции шарового крана.....	235
2.17. Течение жидкости в тройнике. Сравнение численного моделирования и результатов визуализации потока (The fluid flow in the t-junction. The comparison of the numerical modeling and piv measurement. Jaroslav Štigler, Roman Klas, Michal Kotek, Václav Kopecký).....	240
2.17.1. Numerical model description.....	241
2.17.2. Experiment description.....	242
2.17.3. Results comparison and discusion	243
2.18. Математическая модель кавитации и моделирование течения жидкости в диффузоре (Mathematical model of cavitation and modelling of fluid flow in cone. Milada Kozubková, Jana Rautová, Marian Bojko)	248
2.18.1. Mmathematical model.....	248
2.18.2. Geometry	252
2.18.3. Numerical parameters.....	252
2.18.4. Rresults of the numerical solution.....	255
2.19. Влияние отдельных структурных параметров на энергетические свойства радиального лабиринтного насоса (The influence of chosen structural parameters on energetic properties of a radial labyrinth pump. Przemysław Szulc, Janusz Plutecki).....	258
2.19.1. Pompa modelowa.....	260
2.19.2. Stanowisko pomiarowe.....	261
2.19.3. Badania rzeczywiste, ich wyniki i analiza.....	262
Перечень ссылок.....	267

3. НОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ И МОДЕРНИЗАЦИЯ НАСОСНОГО И КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	274
3.1. К вопросу о создании проточной части многоступенчатого насоса с минимальными радиальными размерами (Твердохлеб И.Б., Князева Е.Г., Бирюков А.И., Луговая С.О.)	274
3.2. Проектирование направляющего аппарата промежуточной ступени центробежного насоса (Луговая С.О., Ольштынский П.Л., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.).....	281
3.2.1 Обзор существующих методов проектирования направляющих аппаратов промежуточных ступеней.....	281
3.2.2. Анализ структуры течения в направляющих аппаратах.....	286
3.3. К вопросу о создании сменных проточных частей для магистральных нефтяных насосов (Иванюшин А.А., Колесник Е.С., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.)	289
3.4. Новые насосы для систем ППД, насосы для перекачки мультифазных сред с объемным содержанием газа до 95% (Федцов Ф.В.)...	
3.5. Применение малогабаритных осевых ступеней низкой быстроходности в скважинных насосах для водоснабжения (Гусак А.Г., Демченко О.А., Каплун И.П.).....	300
3.5.1. Постановка проблемы.....	300
3.5.2. Анализ предыдущих исследований.....	303
3.5.3. Основные результаты.....	304
3.6. Перспективы использования оседиагональных рабочих органов для улучшения кавитационных качеств промышленных центробежных насосов (Давиденко А.К., Елин А.В., Елин В.К., Руденко А.А.).....	309
3.7. Изменение напора центробежного рабочего колеса путем запиловки выходных кромок лопастей (Богун В.С., Пугачёв П.В., Шумилин С.А., Жарковский А.А.)	317
3.8. О возможности унификации входных крышек центробежных многоступенчатых насосов (Евтушенко А.А., Каратузова М.В.).....	324
3.9. Повышение технологичности при изготовлении и модернизации штампосварных рабочих колес крупных насосов АЭС (Пирогов А.Д.).....	331
3.10. Особенности рабочего процесса и характеристик безроторных центробежных насосов (Сёмин Д.А., Роговой А.С.).....	340
3.10.1. Постановка задачи.....	340
3.10.2. Результаты исследований.....	341
3.11. Використання багатofункціонального теплогенеруючого агрегату-гомогенізатора для харчових технологій (Папченко А.А., Ковальов С.Ф., Овчаренко М.С.).....	347
3.12. Гидроструйные вакуумные насосы: состояние и перспективы развития (Спиридонов Е.К.).....	352

3.13. Теплонасосная установка на базе струйной термокомпрессии с использованием водоаммиачного раствора (Арсеньев В.М., Ванев С.М., Проценко М.И., Гулый А.Н.).....	358
3.13.1. Выбор схемно-циклового решения.....	359
3.13.2. Моделирование рабочего процесса.....	362
3.14. Температурный феномен в потоке теплоносителя энергетической установки (Кревсун Э.П.).....	365
3.14.1. Краткий экскурс в историю вопроса.....	365
3.14.2. Два определения для термина «температура».....	367
3.14.3. Неоднозначная связь теплоемкости и температуры вещества.....	368
3.14.4. О теплоемкости воды.....	369
3.14.5. Средние значения скоростей поступательного и вращательного движения молекул воды.....	371
3.14.6. Термохаос. физическая модель.....	374
3.14.7. Пример устройства, в котором может быть использовано явление «термохаос».....	376
3.15. Оценка сохранения потенциальной энергии в системах сжатого воздуха (Estimating potential energy savings in compressed air systems. Ryszard Dindorf)	378
3.15.1. Potential energy saving in compressed air system.....	378
3.15.2. Methods to calculate the cost of compressed air.....	381
3.16. Технологии электроэрозионного легирования и обработки для компрессорного и насосного оборудования (Марцинковский В.С., Тарельник В.Б.).....	386
3.16.1. Восстановление вкладышей подшипников.....	386
3.16.2. Упрочнение и ремонт ПШ роторов.....	392
3.16.3. Упрочнение деталей типа «вал» на примере подшипниковых шеек валов.....	395
3.16.4. Насосные втулки.....	396
3.16.5. Обеспечение прирабатываемости ВП.....	399
3.16.6. Компенсация погрешностей при изготовлении подшипников скольжения.....	402
Перечень ссылок.....	404

2.15. ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРА МЕЖДУ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ И КОРПУСОМ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ

Ванеев С.М., Бережной А.С.

Струйно-реактивная турбина (СРТ) представляет собой машину динамического принципа действия (рис. 2.100). Основными элементами струйно-реактивной турбины (СРТ) являются подводящее (питающее) сопло (ПС) и ротор, состоящий из полого вала с радиальными трубками, консольно закрепленными на валу. На концах трубок имеются тяговые сопла (ТС). Газ через питающее сопло подводится в полый вал ротора и далее по газовому тракту к ТС. В тяговом сопле потенциальная энергия сжатого газа преобразуется в кинетическую энергию истекающей со звуковой или сверхзвуковой скоростью струи, которая создает реактивную силу тяги и, как следствие, крутящий момент на валу турбины. Конструктивная схема нереверсивного исполнения СРТ представлена на рисунке 2.100.

В структуре потерь [76], имеющих место при работе струйно-реактивной турбины, выделяют потери на гидравлическое сопротивление по длине газового тракта ротора ξ_r , потери обусловленные наличием зазора между торцом вала и срезом питающего сопла $\xi_{ут}$, вращением ротора в среде вязкого газа $\xi_{с.в.}$, потерями с выходной скоростью $\xi_{дин}$ (рис. 2.101). Доля этих видов потерь различна и зависит от скорости вращения ротора СРТ: при высоких скоростях вращения ротора, определяющим фактором понижения эффективности работы турбины является аэродинамическое сопротивление вращению ротора СРТ в окружающей среде.

2.15.1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для качественной и количественной оценки доли аэродинамического сопротивления были проведены экспериментальные исследования влияния зазора между рабочим колесом и корпусом СРТ. Для осуществления ступенчатого регулирования зазора с шагом 1, 2, 3 или 5 мм был сконструирован узел в виде гладких дисков, имитирующих стенки корпуса, с возможностью их перемещения к (от) рабочему колесу по средствам добавления калиброванных проставок (рис. 2.102).

Экспериментальные исследования проводились на режиме холостого хода вращения турбины, так как это дает возможность получать максимальные окружные скорости вращения ротора и, как следствие, более качественную картину влияния зазора. Результаты эксперимента отображены на рисунке 2.103.

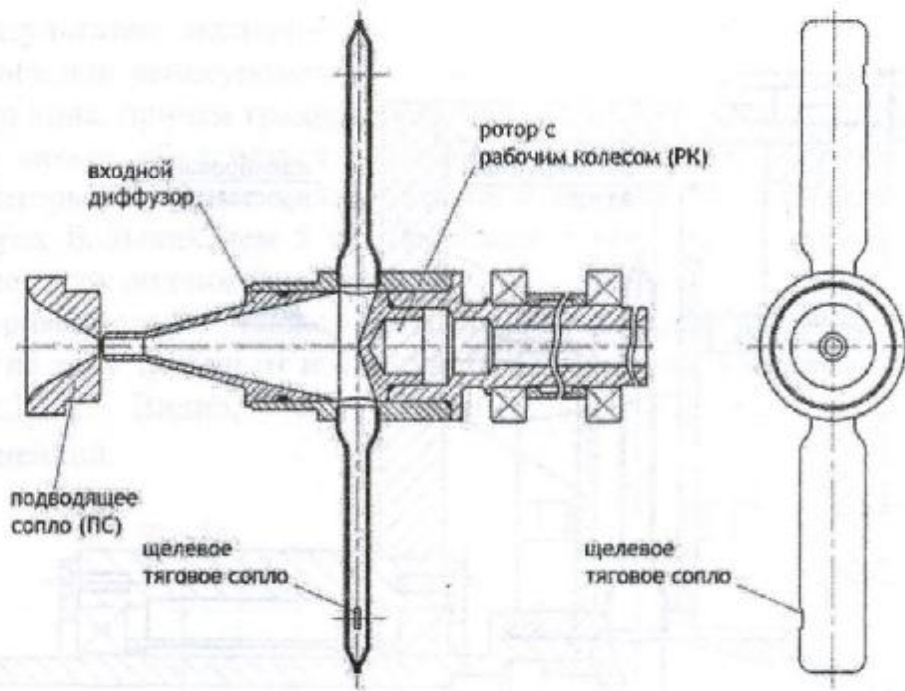


Рисунок 2.100 - Схема реверсивной струйно-реактивной турбины

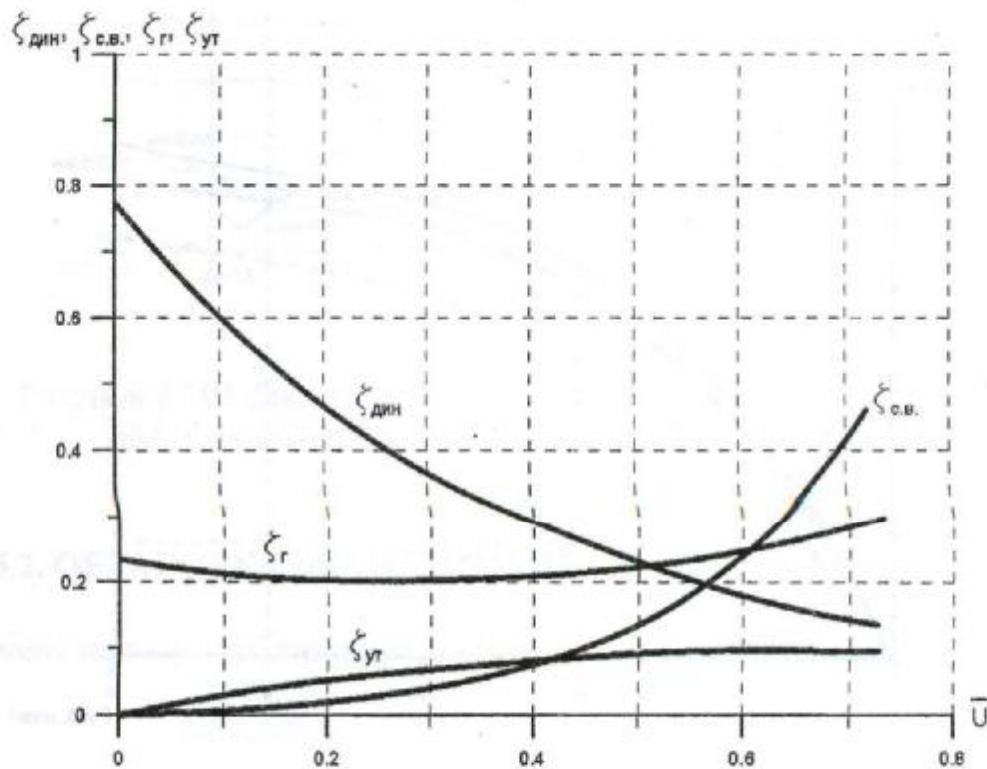


Рисунок 2.101 - Зависимость относительных величин потерь энергии от приведенной окружной скорости ротора

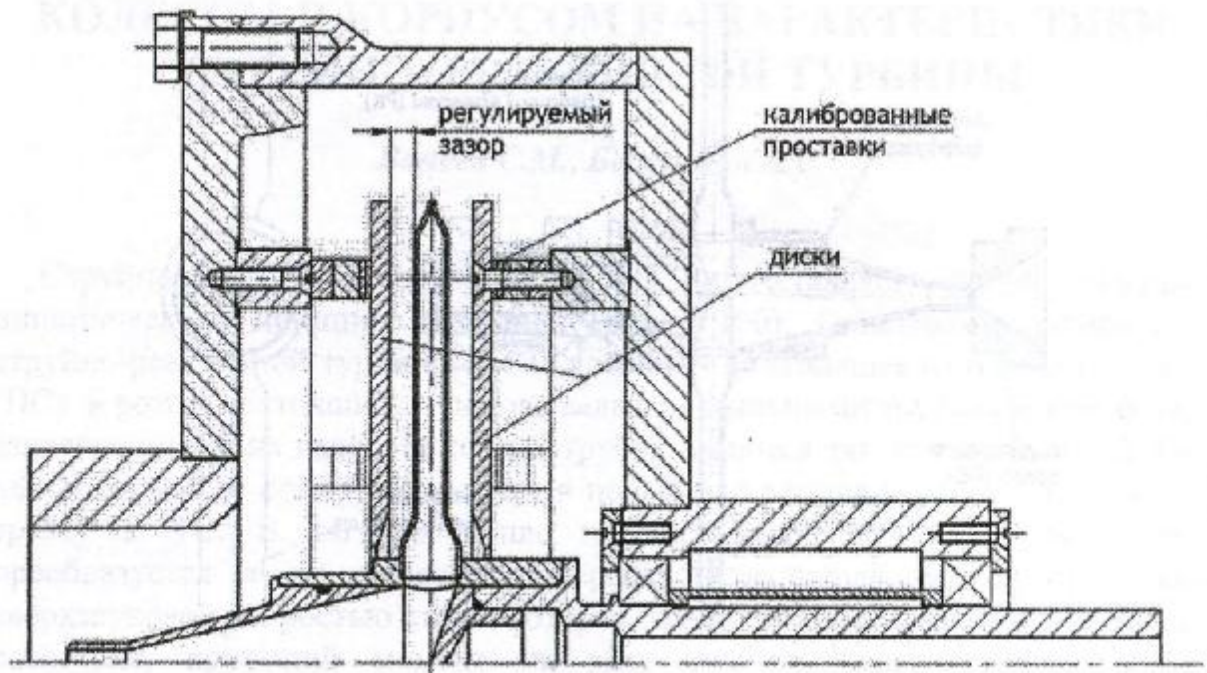


Рисунок 2.102 - Регулировка зазора между РК и корпусом СРТ

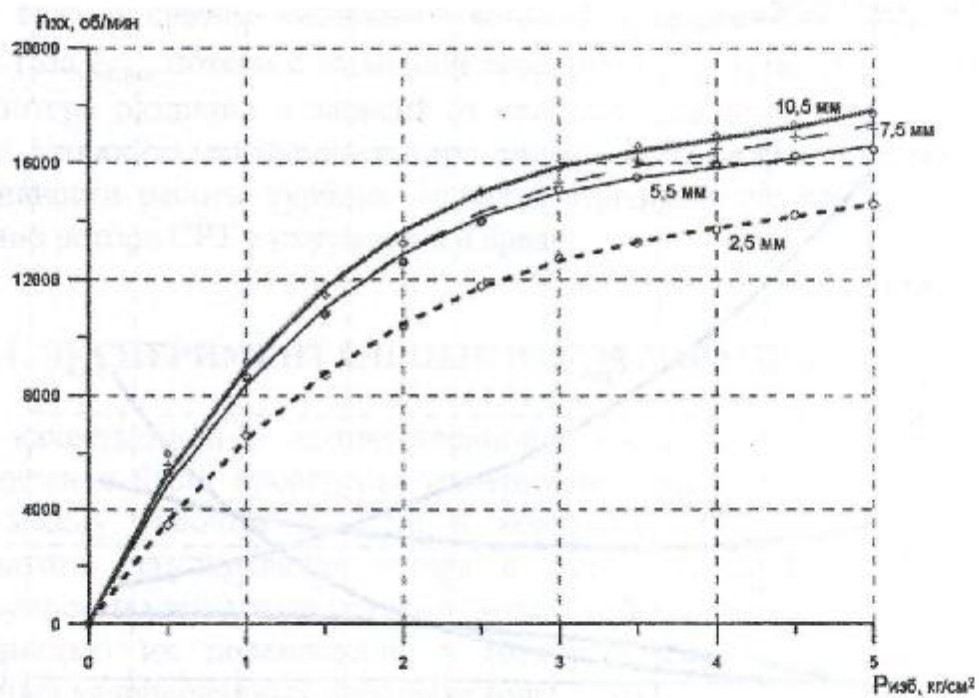


Рисунок 2.103 - Зависимость числа оборотов ротора на холостом ходу от избыточного давления на срезе питающего сопла

По результатам эксперимента прослеживается следующая зависимость: при увеличении вышеупомянутого зазора, увеличивается частота вращения холостого хода, причем градиент увеличения резко падает при зазоре более 5 мм. Это может объясняться характером обтекания плеч ротора рабочим телом, который в случае малых зазоров имеет аналогию щелевого течения, при зазорах больших чем 5 мм преобладает картина обтекания, схожая на обтекание стоек подвижным потоком.

Экспериментально также была получена характеристика пускового момента на валу турбин от избыточного давления на срезе питающего сопла (рис. 2.104). Видно, что зависимость близка к прямолинейной.

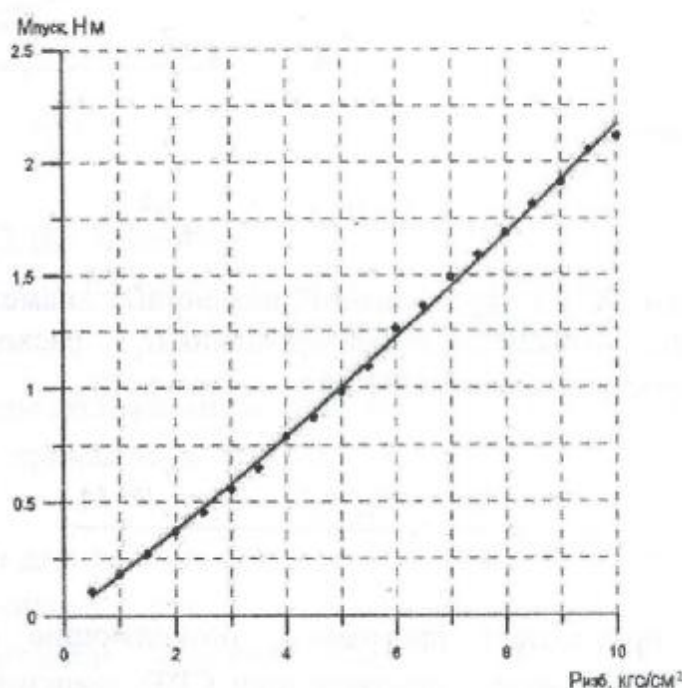


Рисунок 2.104 Зависимость пускового момента на валу турбины от избыточного давления на срезе питающего сопла

2.15.2. ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

Момент на валу турбины определялся уравнением [77]

где: M - момент, определенный по теореме об изменении момента количества движения потока газа относительно оси вращения,

обусловленный взаимодействием потока газа с элементами проточной части СРТ; $M_{с.в.}$ - момент сопротивления вращению ротора в окружающей среде (момент аэродинамического сопротивления); $K_{с.в.}$ - коэффициент аэродинамического сопротивления; зависит от плотности окружающей среды, наружного диаметра ротора, формы, количества и взаимного расположения трубок плеч ротора, частоты вращения вала турбины; может быть определен только экспериментально; ω_T - угловая скорость вращения турбины.

Для режима холостого хода, когда $M_T = 0$, получим (без учета механических потерь в подшипниках)

$$M_U = M_{с.в.} = K_{с.в.} \omega_{xx}^2.$$

Момент M_U равен [77]

$$M_U = R_W D / 2 - G_T \omega_{xx} D^2 / 4,$$

где: R_W - сила тяги ТС в относительном движении D - диаметр расположения осей тяговых сопел относительно оси вращения; G_T - расход газа через ТС; ω_{xx} - угловая скорость вращения СРТ на холостом ходу.

Тогда

$$K_{с.в.} = \frac{M_U}{\omega_{xx}^2} = \frac{R_W D / 2 - G_T \omega_{xx} D^2 / 4}{\omega_{xx}^2}.$$

Разработаны прикладные программы, позволяющие с учетом этого коэффициента рассчитывать характеристики СРТ: зависимости $M_T = f(n)$; $N_T = f(n)$; $\eta_T = f(n)$, как при $K_{с.в.} = const$, так и по аппроксимированной зависимости $K_{с.в.} = f(n)$.

Момент на валу турбины и КПД определялся по формулам

$$N_T = M_T \omega_T \quad \text{и} \quad \eta_T = N_T / G_n h_s = N_T / N_s.$$

где: G_n - расход газа через питательное сопло СРТ; h_s - изэнтропная работа расширения 1 кг рабочего тела от параметров торможения на входе СРТ до давления окружающей среды; N_s - располагаемая мощность.

По результатам измерений холостого хода и пускового момента на валу турбины был просчитан коэффициент $K_{с.в.}$ и построены его аппроксимированные зависимости (рисунок 2.105).

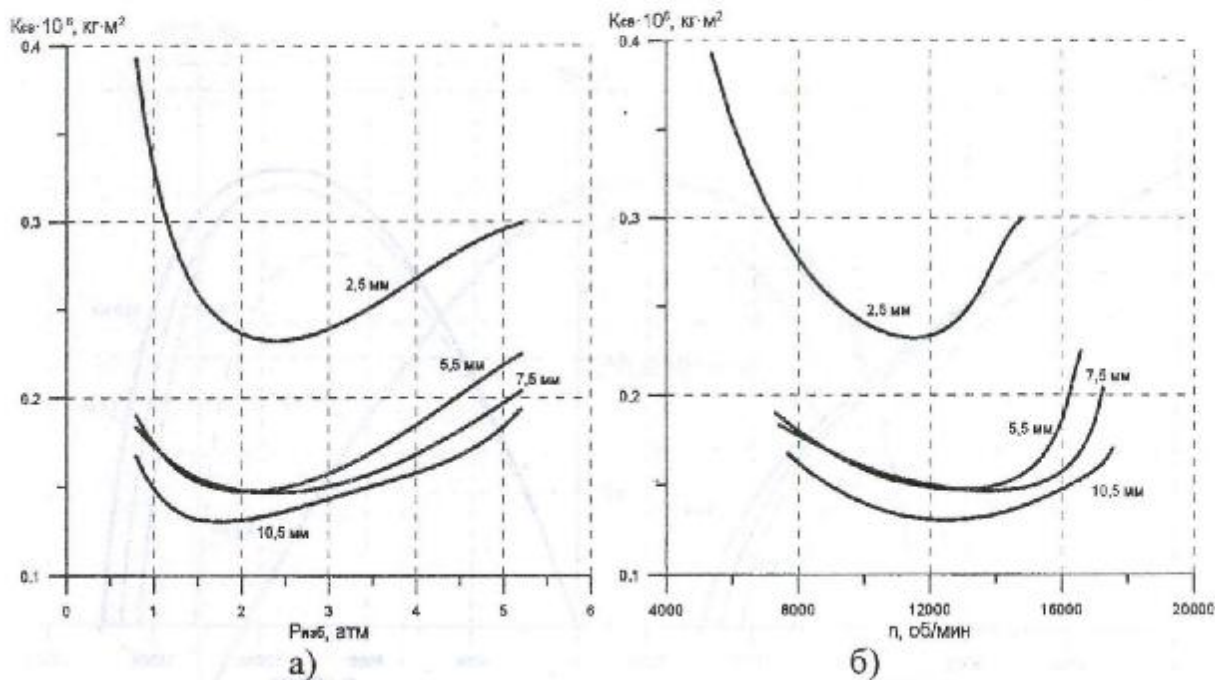


Рисунок 2.105 Зависимость коэффициента сопротивления вращению от избыточного давления на входе в турбину (а) и от частоты вращения вала (б)

По результатам экспериментальных исследований с учетом теоретических зависимостей в прикладных программах был получен коэффициент утечек [2]. Его величина составила 0,165 при избыточном давлении на входе в турбину равном 5 атм и коэффициенте расхода питающего сопла $\epsilon=0,95$. Эти данные на ряду с аппроксимированными зависимостями использовались далее для получения непосредственно расчетных характеристик СРТ (момент на валу, мощность на валу, КПД).

Характеристики были получены для исследуемого ряда зазоров между рабочим колесом и корпусом СРТ и в графическом виде представлены на рисунках 2.106 и 2.107. Эффект от использования аппроксимированной зависимости вместо принятия его значения постоянным изображен на рисунке 2.108.

Характеристика КПД струйно-реактивной турбины представлена двумя зависимостями: непосредственно от оборотов ротора и от приведенной окружной скорости рабочего колеса. Целесообразность применения и информационная содержательность этого безразмерного коэффициента показана в работе [78].

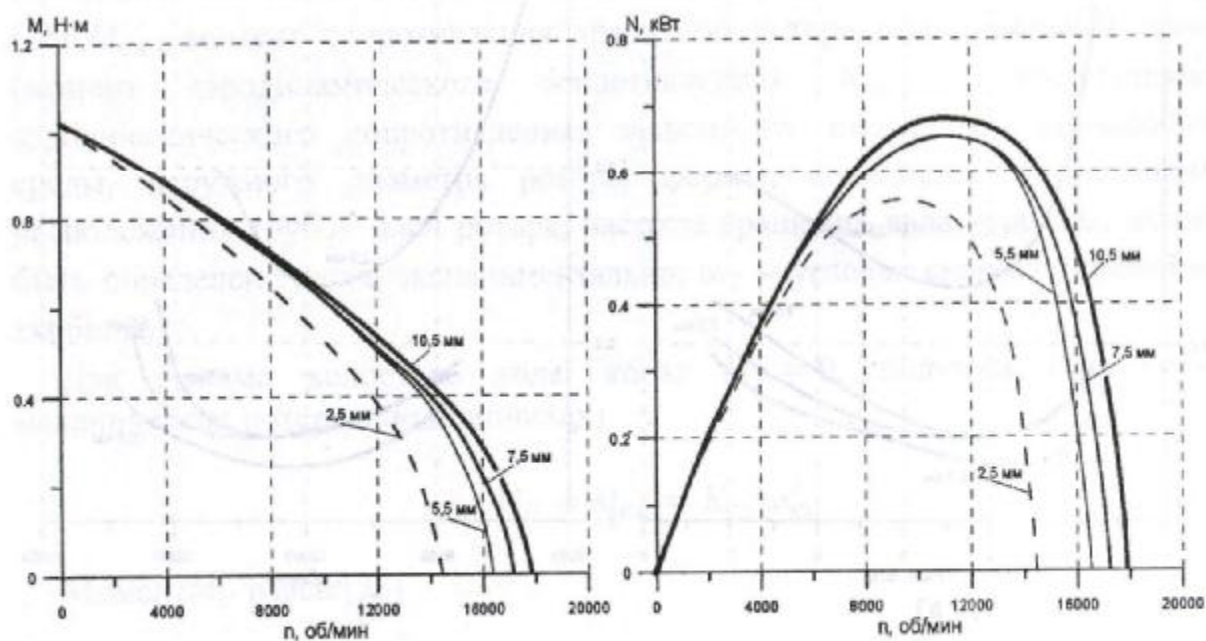


Рисунок 2.106 Влияние зазора на характеристики момента (слева) и мощности (справа) на валу турбины

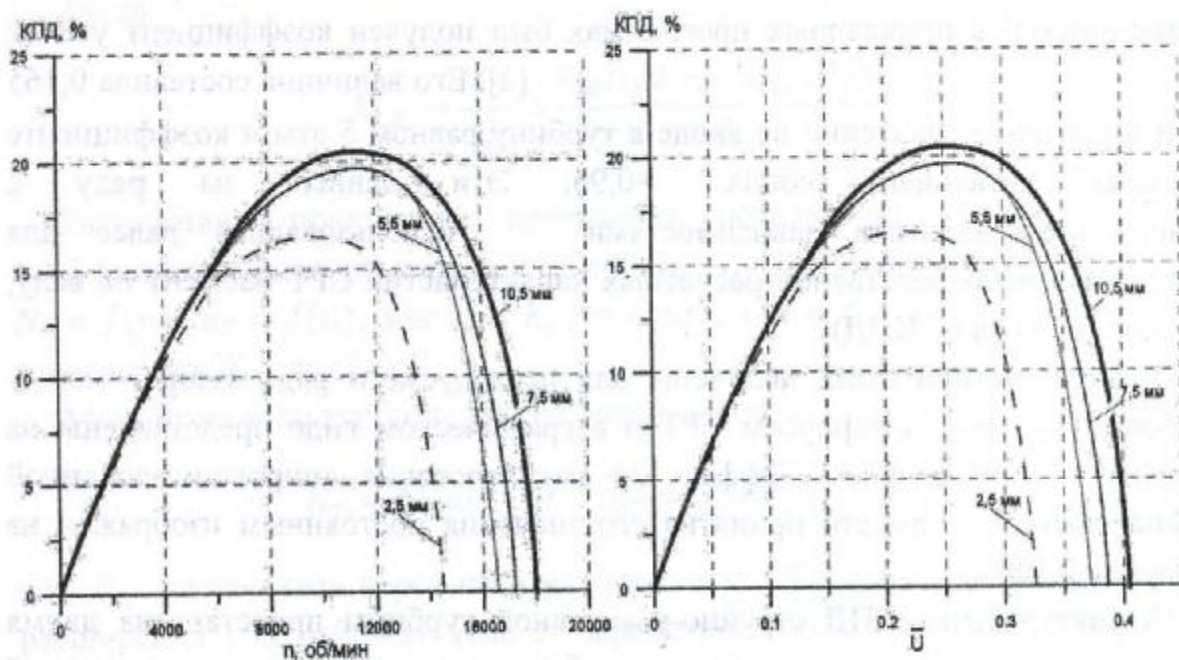


Рисунок 2.107 Влияние зазора на КПД струйно-реактивной турбины

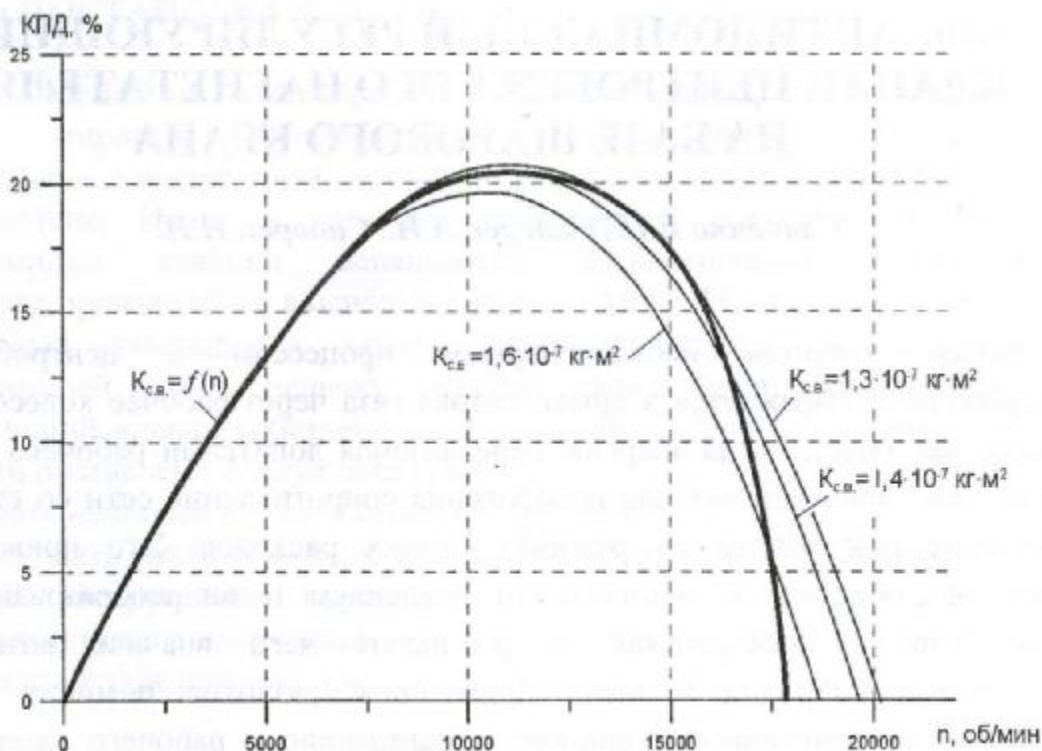


Рисунок 2.108 Влияние коэффициента $K_{с.в.}$ на КПД СРТ (зазор 10,5 мм)

Как видно из рисунка 2.107, максимальное значение КПД для СРТ данной конструкции не превышает 25 % (аналогичный промышленный образец имел значение КПД на уровне 40%). Это можно объяснить относительно небольшим значением давления на входе в турбину (5 атм), низким расходом $G_{II} = 0,028$ кг/с, некоторыми конструктивными особенностями газового тракта, а также завышенным значением коэффициента $\alpha_{УТ}$.

ВЫВОДЫ

В работе экспериментально исследовано влияния зазора между рабочим колесом и корпусом струйно-реактивной турбины на ее характеристики. Установлено, что для исследованного диапазона зазоров с увеличением потери на аэродинамическое сопротивление вращению ротора в среде вязкого газа уменьшаются и зазора эффективность турбины увеличивается.

Разработана методика построения расчетных характеристик струйно-реактивной турбины имея в качестве исходных данных геометрию турбины, зависимость оборотов холостого хода ротора от давления на входе, измеренный пусковой момент на валу. На практике эти исходные параметры являются наиболее доступными и наименее трудоемкими в получении.