

На правах рукописи

СИМОНОВ БОРИС ПЕТРОВИЧ

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ И ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ
АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ
И НАДЕЖНОСТИ РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ И ВЫХЛОПНЫХ
ПАТРУБКОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН**

Специальность 05.04.12 - Турбомашины и комбинированные турбоустановки

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Санкт-Петербург
2003 г.

Общая характеристика работы

Актуальность проблемы.

Проблема совершенствования и модернизации паротурбинного оборудования в ситуации, когда оно работает на грани технического ресурса исключительно актуальна. Возможности достижения значимых результатов определяются резервом, который имеется между существующими и теоретически возможными технико-экономическими показателями. В этом смысле неиспользованные резервы повышения экономичности и надежности для различных теплотехнических объектов различаются очень сильно.

Так, например, если говорить о возможности повышения КПД цилиндров среднего давления паровых турбин, то здесь резервы исчисляются одним-тремя процентами, причем для достижения этих результатов требуются очень большие интеллектуальные и материальные затраты. В то же время есть ряд объектов, таких, например, как регулирующие клапаны или выхлопные патрубки турбин, где теоретически возможные показатели сильно отличаются от существующего уровня, но традиционные решения не позволяют использовать эти резервы, и нужны новые идеи, новые исследования и новые конструкторские разработки, способные исправить сложившееся положение.

Эта концепция была положена в основу настоящей работы, где на конкретных примерах показаны все этапы ее реализации от прикладных исследований до промышленного использования. Актуальность подобного подхода применительно к теплотехническому оборудованию электростанций России в настоящее время исключительно велика и определяется тем обстоятельством, что рассчитывать на массовое обновление устаревшего оборудования нельзя и реальным способом повысить существующий уровень техники является использование новых технологий, направленных на модернизацию эксплуатируемого комплекса оборудования.

Указанная задача и решается в рассматриваемой работе. Перечень объектов, где удалось осуществить сформулированную выше концепцию совершенствования и модернизации теплотехнического оборудования, достаточно широк. В представленных ниже материалах рассматривается проблема модернизации регулирующих клапанов и выхлопных патрубков паровых турбин. Проведенная модернизация регулирующих клапанов и выхлопных патрубков позволила не только существенно повысить их экономичность и надежность, но и резко увеличила межремонтный период работы оборудования.

Цель работы – создание научных, методологических и практических принципов совершенствования теплотехнического оборудования электростанций, а также проведение экспериментальных исследований течения в модельных регулирующих клапанах и выхлопных патрубках паровых турбин

и реализация полученных результатов на действующем оборудовании электростанций.

Методы исследований. В связи с исключительной сложностью процессов, происходящих в реальных установках ТЭС, и практической ориентацией всей работы основным методом исследований являлся эксперимент на моделях регулирующих клапанов и выхлопных патрубков с использованием современных измерительных систем.

Научная новизна работы

1. На основе многочисленных экспериментальных исследований сформулированы общие аэродинамические принципы, учет которых необходим как при проектировании, так и при модернизации оборудования ТЭС.

2. Обоснованы экранирующие свойства турбулентного пограничного слоя, защищающего обтекаемую поверхность от внешних нестационарных возмущений.

3. Создана общая методология проектирования и модернизации выхлопных патрубков паровых турбин, обеспечивающая снижение гидравлического сопротивления при одновременном улучшении вибрационного состояния этой части паровой турбины;

4. Научно обоснованы и реализованы на практике новые методы снижения потерь энергии и повышения надежности регулирующих клапанов энергетических паровых турбин.

Обоснованность и достоверность результатов работы определяется:

- применением современных методов исследований и обработки их результатов с использованием апробированных методик;
- полнотой исследований различных конструкций в широком диапазоне режимов, повторяемостью результатов экспериментальных исследований;
- положительными результатами от внедрения модернизированного оборудования на станциях в России и за рубежом по результатам натурных испытаний.

Автор защищает:

- физические аспекты движения жидкости в каналах произвольной формы и их роль в обеспечении надежности и экономичности паротурбинного оборудования;
- принципы проектирования и модернизации регулирующих и стопорно-регулирующих клапанов для паровых турбин;
- концепцию совершенствования выхлопных патрубков паровых турбин и её реализацию на действующих паровых турбинах.

Личный вклад автора состоит: в разработке аэродинамических принципов совершенствования теплотехнического оборудования; в создании новых регулирующих клапанов с интегрирующей камерой, обладающих низким аэродинамическим сопротивлением и повышенной динамической надежностью; в создании новых стопорно-регулирующих клапанов для мощных паровых турбин; в разработке общей концепции совершенствования выхлопных патрубков паровых турбин; в обосновании применения противовихревых решеток в выхлопных патрубках.

Практическая ценность результатов работы и их реализация

Практическая ценность работы определяется необходимостью модернизации физически и морально устаревшего теплотехнического оборудования электростанций.

Предлагаемые решения способствуют существенному увеличению межремонтного периода, повышению надежности эксплуатации оборудования с одновременным увеличением его экономичности при сравнительно низких затратах на проводимую модернизацию. Результаты работы реализованы на ТЭЦ-26, ТЭЦ-23 АО «Мосэнерго», Нижнекамской ТЭЦ АО «Татэнерго», на Карагандинской ТЭЦ-2, на Эстонской ГРЭС, а также на ряде электростанций в Польше, где результаты исследований были использованы фирмой «ABB», а в последствии и фирмой «Alstom»

Апробация работы и публикации

Материалы работы широко обсуждались на международных конференциях и семинарах в Карловых Варах (Чехия,1994), в Бухаресте (Румыния,1998), в Варшаве (Польша ,1998, 2001), в Висле (Польша ,1999), в Лондоне (Великобритания, 1999), в Москве (1998), в Пенсильванском университете (США, 1998), во Флоренции (Италия 2001).

По результатам проведенных работ опубликовано свыше 20 статей и докладов, выпущены две монографии «Выхлопные патрубки турбомашин» М. 2000, и «Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин» М. 2002, получено 4 патента.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из четырех разделов, включающих 222 стр. текста и 173 иллюстрации.

Содержание работы

1. Физические аспекты движения жидкости в каналах произвольной формы. Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС состоит в повышении его надежности и экономических показателей. Обе проблемы в большинстве случаев связаны между собой прямой зависимостью, причем именно характер течения жидкости в проточных частях установки определяет

уровень возникающих статических и динамических нагрузок на всех обтекаемых поверхностях.

Отсюда вытекает необходимость рассмотрения физических особенностей движения жидкости в каналах, геометрическое очертание которых обеспечивают различную степень их воздействия на поток. Исходным для анализа является осредненное уравнение движения для плоского пограничного слоя

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{dp}{dx} + \frac{\partial \tau}{\partial y}. \quad (1.1)$$

Это уравнение определяет баланс сил, действующих на элементарную частицу жидкости в пределах пограничного слоя

$$dF_p = dF_\tau - dF_u, \quad (1.2)$$

где dF_p – сила, обусловленная продольным градиентом давления, dF_τ – сила трения, dF_u – сила инерции.

Левая часть уравнения представляет собой внешнее воздействие на пограничный слой, причем это воздействие сохраняется неизменным по всей толщине слоя. Правая часть (1.2) определяет реакцию потока на внешнее воздействие, где меняющиеся по высоте силы трения и инерции на любом расстоянии от стенки должны уравновешивать постоянную в фиксированном сечении пограничного слоя силу, обусловленную продольным градиентом давления. Другими словами, в каждом фиксированном сечении пограничного слоя силы трения и инерции не могут меняться независимо друг от друга, они должны удовлетворять очевидному условию

$$dF_\tau - dF_u = dF_p = \text{const} \quad (\text{при } x = \text{const}). \quad (1.3)$$

Течение сохраняется безотрывным, пока перераспределение сил трения и инерционных сил в каждом сечении пограничного слоя способно уравновесить возмущения, вносимые в поток внешними воздействиями. Если внутренних резервов оказывается недостаточно для сохранения рассматриваемого силового баланса, возникает отрыв потока от стенок канала. При возникновении отрыва потока уравнение движения следует записать в виде

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{dp}{dx} + \frac{\partial \tau}{\partial y}, \quad (1.4)$$

что соответствует новому нестационарному и пространственному типу течения. Отсюда вытекает следующий важный и хорошо известный вывод: течение жидкости за сечением отрыва всегда нестационарно.

При возникновении отрыва потока одновременно с увеличением потерь энергии возникают и динамические нагрузки на стенки канала, обусловленные указанной нестационарностью течения. Из анализа структурных изменений в пограничном слое А.Е. Зарянкиным и В.Г. Грибиным получена следующая оценка для максимально допустимого продольного градиента давления:

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_{\max} \leq (18 \div 20) \frac{\tau_w}{\delta}. \quad (1.5)$$

Здесь τ_w – напряжение трения на стенке, при безградиентном течении а δ – толщина пограничного слоя. Следовательно, для сохранения безотрывного течения необходимо либо путем соответствующего профилирования стенок канала обеспечить выполнение соотношения (1.5), либо при заданной геометрии стенок канала искусственным способом увеличивать напряжение трения на стенке, либо уменьшать толщину пограничного слоя. Этот вывод подтверждается как хорошо известными способами предотвращения отрыва потока от стенок (отсос пограничного слоя, пристеночный вдув активного потока, искусственная турбулизация и т.д.), так и сравнительно новыми способами воздействия на структуру пограничного слоя путем использования профильных поверхностей, лестничных дефлекторов и перфорированных стенок.

Следующая важная проблема при рассмотрении течения в каналах промышленных установок – проблема распределения интенсивности турбулентности в поперечном сечении каналов. Уравнение энергии для развитого турбулентного течения, если пренебречь слагаемыми малого порядка, согласно работе А.А. Таундсена имеет следующий вид:

$$u \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{q^2}{2} \right) + \vartheta \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{q^2}{2} \right) = -\overline{u' \vartheta'} \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y} \overline{\vartheta' \left(\frac{p}{\rho} + \frac{q^2}{2} \right)} - \nu \overline{\frac{\partial u'}{\partial y} \left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial \vartheta'}{\partial x} \right)}, \quad (1.6)$$

где u' , ϑ' , w' – пульсационные составляющие скорости;

$q^2 = \overline{u'^2} + \overline{\vartheta'^2} + \overline{w'^2}$; u , ϑ – осредненные составляющие скорости; ν –

коэффициент кинематической вязкости.

В пределах пограничного слоя можно положить

$$\vartheta = 0; \quad \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{2} q^2 \right) = 0,$$

откуда

$$\overline{u' \vartheta'} \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \overline{\vartheta' \left(\frac{p'}{\rho} + \frac{q^2}{2} \right)} + e_d = 0 \quad \left(e_d = \overline{\vartheta' \frac{\partial u'}{\partial y} \left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial \vartheta'}{\partial x} \right)} \right). \quad (1.7)$$

Укажем на физический смысл каждого члена уравнения (1.7). Величина $\overline{u' \vartheta'} \frac{\partial u}{\partial y}$ определяет генерацию турбулентной энергии. Величина e_d представляет диссипацию пульсационной энергии за счет работы против сил молекулярного трения в мелких вихрях. Наконец, член $\frac{\partial}{\partial y} \overline{\vartheta' \left(\frac{p'}{\rho} + \frac{q^2}{2} \right)}$ оценивает диффузию турбулентной энергии.

Таким образом, уравнение (1.7) определяет энергетическое равновесие в поперечном сечении канала: генерация турбулентной энергии в любой точке сдвигового течения равна ее диссипации и конвективному турбулентному переносу в направлении поперечной координаты.

При всяком отклонении алгебраической суммы $\overline{u' \mathcal{G}} \frac{\partial u}{\partial y} - e_d$ от равновесного состояния корреляционный член $\overline{\frac{\partial u}{\partial y} \mathcal{G} \left(\frac{p'}{\rho} + \frac{q^2}{2} \right)}$ стремится выровнять возникающий дисбаланс.

Другими словами распределение относительной кинетической энергии турбулентного движения q^2/u^2 по сечению строго определено для заданных условий течения. Проведенный анализ показывает, что пристеночная область, имеющая максимальный поперечный градиент скорости, является мощным генератором турбулентности, которая асимптотически уменьшается в поперечном направлении и стремится к степени турбулентности E_0 на оси канала.

По имеющимся опытным данным степень генерируемой турбулентности в пристеночной области достигает 6÷8% и таким образом, пока внешние возмущения не превышают указанных величин, пограничный слой надежно экранирует стенку от воздействия этих возмущений. Одновременно область генерации турбулентности является экраном и по отношению к возмущениям, идущим от стенки (в случае ее вибрации) к внешней части потока.

Из сказанного вытекает следующее важное положение: динамические нагрузки на стенках каналов защищенных турбулентным пограничным слоем всегда меньше нагрузок, которые испытывают стенки при прямом контакте с нестационарными потоками. Для исключения такого контакта в ряде случаев оказывается целесообразным использовать специальные демпферные камеры и демпферные полости, обеспечивающие снижение динамических нагрузок.

Отметим еще одну физическую особенность движения жидкости в каналах. При любых внешних воздействиях (геометрических, аэродинамических, тепловых или механических) внутренняя структура потока меняется таким образом, чтобы сохранить его исходное состояние. Наиболее ярко это положение подтверждается при исследованиях характера течения, проведенных В.Г. Грибиным.

На рис.1.1 показана зависимость коэффициента полных потерь для плоского диффузора с углом раскрытия $\alpha=30^\circ$ от числа Рейнольдса. При указанном угле раскрытия α и $Re < 2 \cdot 10^5$ ($\zeta_n = 0,8$) возникает развитое отрывное течение с очень сильными пульсациями всех параметров. Однако при увеличении числа Re до $7,5 \cdot 10^5$ происходит кризисное снижение потерь энергии

до 35% с последующей тенденцией к дальнейшему снижению величины ζ_n , что обусловлено переходом к безотрывному течению в канале. Если теперь попытаться вернуть поток к исходному состоянию, снижая число Re , то обратный переход от безотрывного течения к отрывному происходит при числах $Re \approx 2,5 \cdot 10^5$ и на зависимости $\zeta_n = \phi(Re)$ образуется ярко выраженная петля гистерезиса, свидетельствующая о стремлении потока сохранять исходное состояние. Переход из одного устойчивого состояния в другое происходит с большой задержкой при действии одного и того же внешнего воздействия, но при различном знаке этого воздействия.

Аналогичные гистерезисные явления обнаруживаются и при аэродинамических методах воздействия на поток, состоящих, например, в использовании пристеночного вдува активной струи для ликвидации уже существующего отрыва потока от стенок. Согласно имеющимся опытам, отрывной характер течения ликвидируется при увеличении расхода вдуваемой жидкости до 4÷5% от основного расхода, а обратный переход происходит при снижении вдуваемой жидкости до 1÷1,5%.

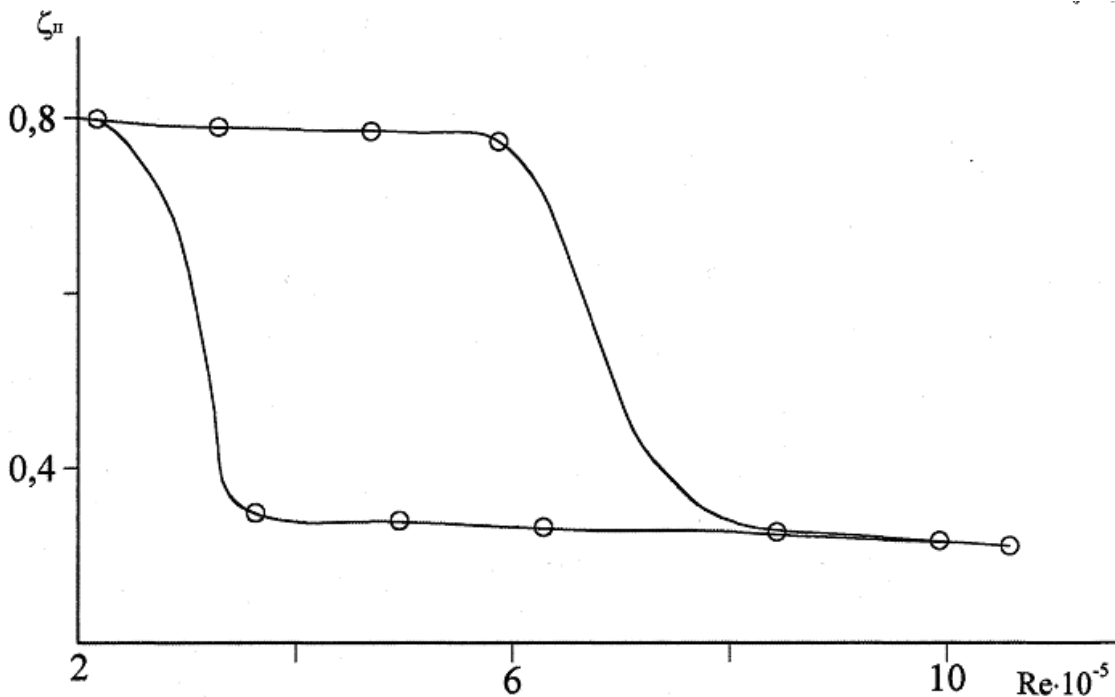


Рис. 1.1. Зависимость коэффициента полных потерь в плоском диффузоре от числа Рейнольдса

Приведенные общие соображения были положены в основу многих решений, направленных на реальное повышение надежности и экономических показателей конкретных объектов. Поскольку основным методом исследования в работе является эксперимент на моделях, то второй раздел работы посвящен вопросу определения основных характеристик исследования оборудования.

2. Основные характеристики регулирующих клапанов и выхлопных патрубков. Экспериментальные методы их определения. Для оценки аэродинамических и эксплуатационных качеств регулирующих клапанов использовались безразмерная расходная характеристик в виде зависимости безразмерного расхода q от безразмерного давления ε_2 и безразмерного подъема клапана \bar{h} :

$$q = f(\varepsilon_2, \bar{h}),$$

безразмерная силовая характеристика:

$$\bar{Q} = \varphi(\varepsilon_2 \bar{h})$$

и вибрационные характеристики, представляющие собой осциллограммы усилий на штоке.

Поскольку все испытания проводились в области практической автомодельности ($Re > 5 \cdot 10^6$), то влияние числа Рейнольдса на определяемые характеристик было малым, и главным режимным параметром оказывался перепад давления на клапан $\varepsilon_2 = p_2 / p_0$ (p_2 – давление за клапаном, p_0 – давление в клапанной коробке).

Для измерения давлений использовались водяные, ртутные и пружинные манометры (класса 0,5), а расход воздуха через клапан измерялся с помощью мерного сопла. Вибрационные характеристики клапанов определялись с помощью многофункционального измерительного комплекса “Handyscope 2” фирмы “Tie Pie Engineering” (Нидерланды), позволяющего определить как статические силы, действующие на шток клапана, так и их динамические составляющие. Все исследования клапанов проводились на специально созданном многофункциональном стенде, схематически показанном на рис. 2.1.

Аэродинамические качества выхлопных патрубков оценивались по коэффициенту полных потерь ζ_n , представляющим собой отношение располагаемого перепада энтальпий Δh_0 на исследуемый патрубок, к кинетической энергии потока в его входном сечении H_0 .

При исследовании выхлопных патрубков опыты также проводились области автомодельности по числу Re . Поэтому в качестве независимой переменной использовалась только безразмерная среднерасходная скорость во входном сечении патрубка λ_1 . Таким образом, все опытные данные представлялись в виде зависимости $\zeta_n = f(\lambda_1)$.

На нескольких моделях определялось поле полных безразмерных давлений $p_{oi} / p_{o_{\max}}$ в выходном сечении патрубка, а с помощью переносного виброметра «Дельфин 2» измерялся уровень виброперемещений на корпусе патрубка. Последние измерения косвенно фиксировали изменение характера течения в патрубке при введении в его конструкцию тех или иных изменений. В этих опытах впервые моделировалась радиальная неравномерность поля скоростей,

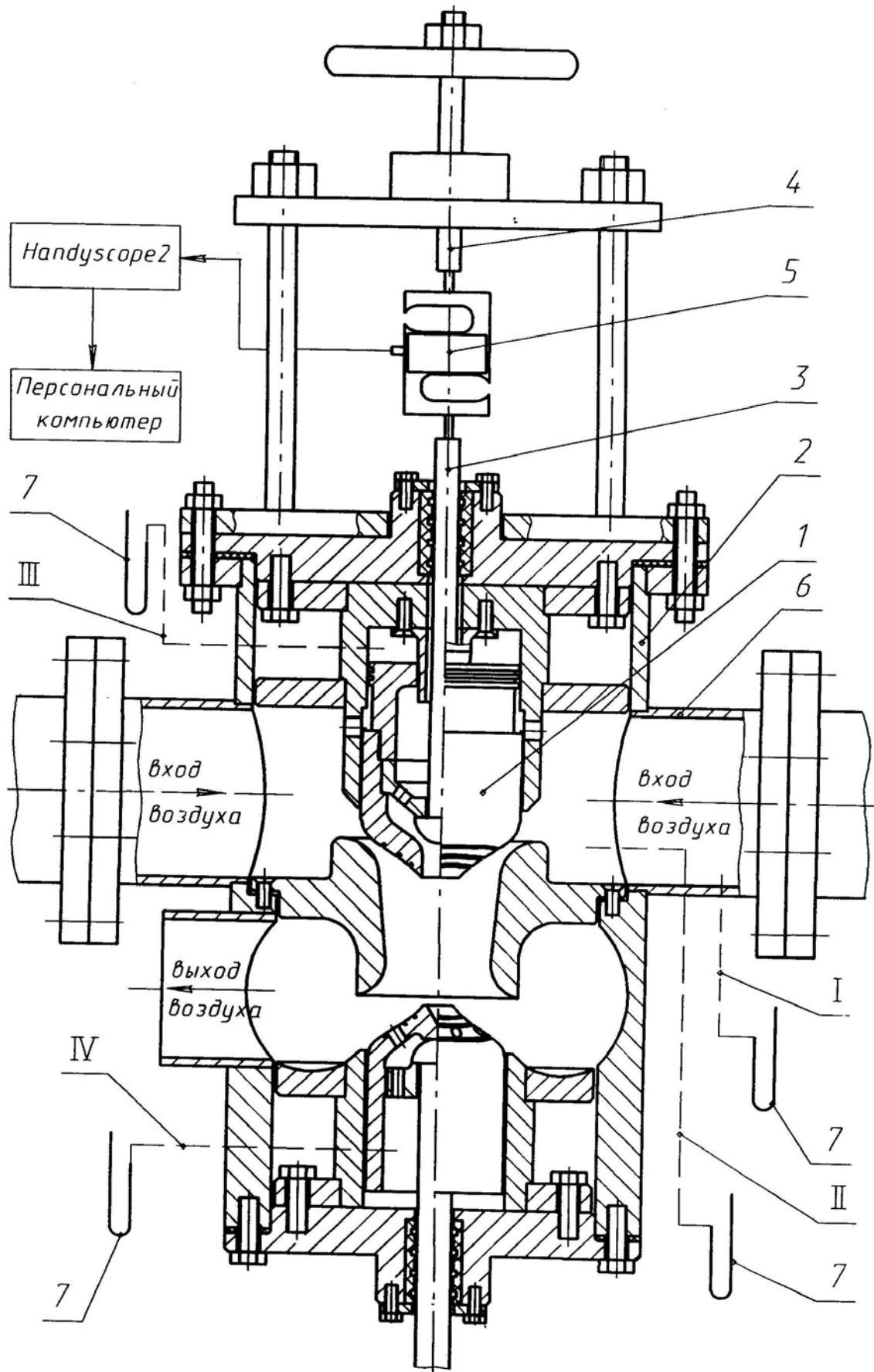


Рис. 2.1. Схема исследованной модели

характерная для натуральных турбин. Большое внимание было уделено методике определения скорости λ_1 , так как именно она определяет точность измерения коэффициента полных потерь ζ_n .

За основу был принят расходный метод, позволяющий устанавливать однозначную связь между расходом рабочего тела m , начальными параметрами среды p_0, T_0 и безразмерной скоростью λ_1 . Эта связь может быть представлена в следующем виде:

$$\bar{m} = \frac{m\sqrt{RT_0}}{\mu_0 F_1 p_0} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \lambda_1 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2\right)^{\frac{1}{k-1}} (1 + 0,14\sqrt{\lambda_1 - 0,2}),$$

где μ_0 - базовый коэффициент расхода, F_1 - площадь выходного сечения патрубка.

Использование разработанной методики обработки опытных данных позволяла при использовании стандартных измерительных приборов оценивать величину коэффициента полных потерь в исследованных выхлопных патрубках с точностью не менее 3%. Результаты проведенных исследований содержатся в двух следующих разделах работы.

3. Новые регулирующие клапаны для паровых турбин. Несмотря на большое число исследований в указанном направлении, типовые конструкции используемых клапанов мало отличаются от клапанов начала 20 века и при сравнительно низкой надежности обладают высоким сопротивлением, достигающим 4÷5% от давления свежего пара. Такое высокое сопротивление обусловлено рядом конструктивных недостатков, которые присущи клапанам как неразгруженного, так и разгруженного типов (рис.3.1а, б).

К числу этих недостатков следует отнести форму чаши клапана. При используемой шаровой или тарельчатой чаше практически отсутствует клапанный канал, способный сформировать относительно равномерное поле скоростей перед узким сечением клапанного диффузора. В таких условиях в диффузоре не происходит восстановления давления, и этот элемент клапанной системы является источником дополнительных динамических нагрузок, обусловленных отрывным характером течения по всей проточной части клапанного канала.

Отрывное течение инициируется также системой одностороннего подвода пара в клапанную коробку, что полностью нарушает осевую симметрию течения около осесимметричных деталей клапана. В результате возникают боковые изгибающие усилия и крутящий момент, действующий на запорный орган. При его консольном расположении и нестационарном характере течения резко увеличивается вероятность усталостного разрушения штока.

Отсутствие осевой симметрии при обтекании паром чаши и нестационарность течения приводят при малом открытии клапана (3–5 мм) к развитию автоколебаний, сопровождаемых повышенным шумом и металлическим стуком. Стандартные разгруженные клапана при полном открытии имеют малые статические нагрузки и при наличии повышенных нестационарных сил теряют осевую устойчивость в пределах хода разгрузки и переходят в режим низкочастотных автоколебаний.

В последних конструкциях ЛМЗ для предотвращения этого явления используется паровое нагружение клапана (рис.3.1б), когда на полном подъеме через внутреннюю полость клапана обеспечивается добавочная протечка пара и соответственно увеличивается сила прижатия клапана к штоку. Однако последующее смешение двух потоков в клапанном диффузоре приводит к увеличению пульсаций по всему паровому тракту клапана. Исследования, проведенные А.И. Куменко, показали, что возникающие при этом пульсации давления достигают 2,3 МПа.

Для устранения указанных недостатков совместно с сотрудниками сектора диффузорных течений кафедры паровых и газовых турбин МЭИ была разработана серия новых конструкций клапанов, которые в настоящее время эксплуатируются не только в России, но и за рубежом. При этом в полной степени были реализованы сформулированные в первом разделе принципы. Основные отличия новых клапанов (рис.3.2 и 3.3) от стандартных клапанов турбостроительных фирм сводятся к следующему.

1. Поверхности чаши клапана и входного участка седла профилируются таким образом, чтобы образовался развитый осесимметричный клапанный канал. На полном открытии в этом канале обеспечивается плавное ускорение потока, что полностью исключает вероятность его отрыва и до минимальных величин снижается уровень динамических нагрузок на все элементы конструкции. При закрытии клапана конфузурность канала снижается, а затем клапанный канал приобретает форму плавного диффузора, степень расширения которого растет по мере закрытия клапана.

В сечении, где на малых подъемах возможно появление отрыва потока, чаша клапана имеет торцевой срез, и в торце выполнена коническая демпферная камера (рис.3.2). Эта камера препятствует прямому контакту оторвавшегося потока с торцевой поверхностью чаши и способствует гашению динамических нагрузок. Для стабилизации течения и обеспечения осевой симметрии на поверхности чаши выполняются либо узкие (до 1,5 мм) и глубокие (4–5 мм) проточки (рис.3.3, а), либо используется перфорация нижней поверхности чаши клапана (рис.3.3, б).

За входным участком располагается цилиндрический канал с системой отверстий, замкнутых на общую камеру. Эта часть седла обеспечивает

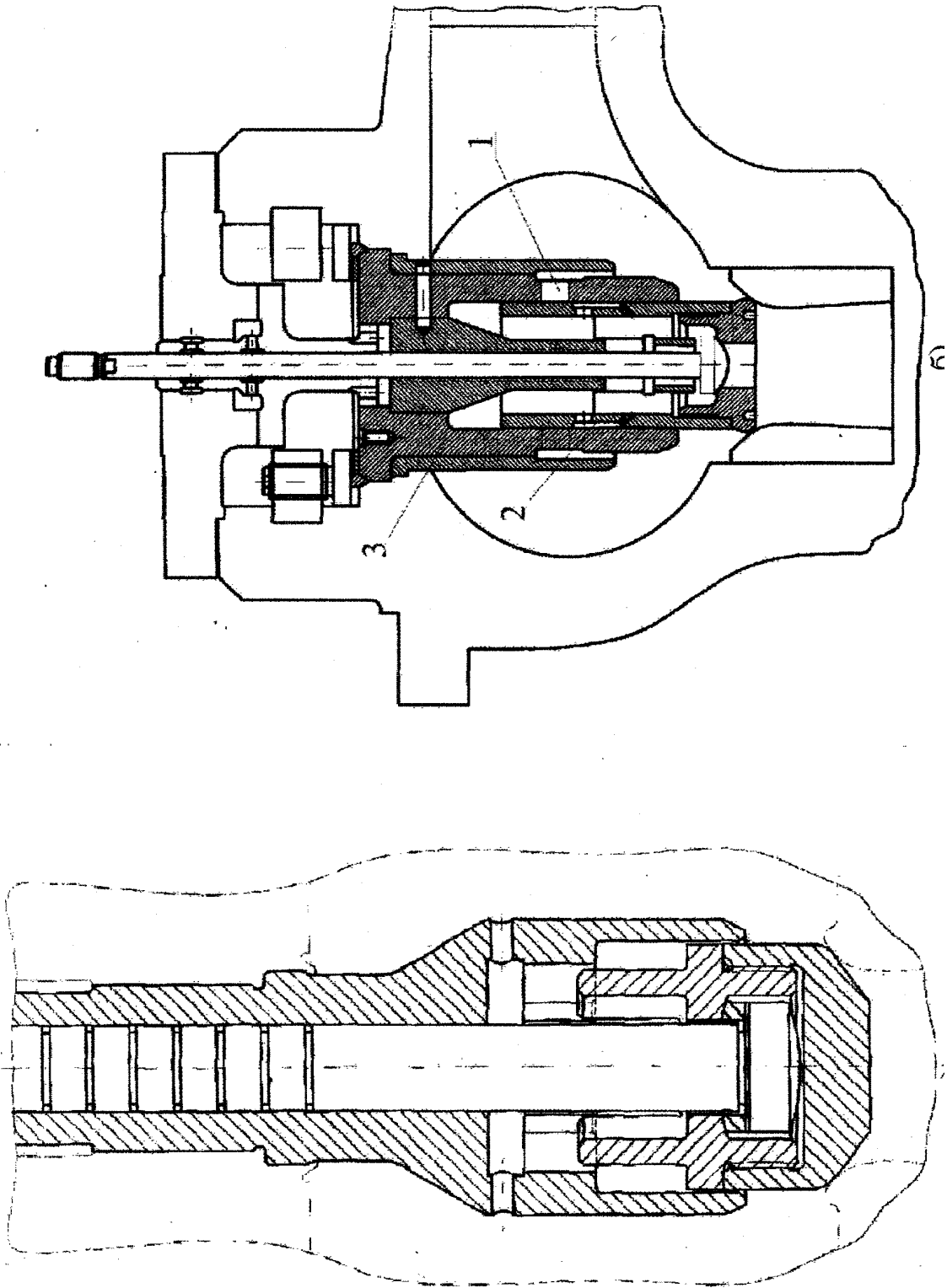


Рис.3.1. Стандартные регулирующие клапана неразгруженного (а) и разгруженного (б)

формирование сравнительно равномерного поля скоростей перед входом пара непосредственно в диффузор и способствует максимальной реализации диффузорного эффекта.

3. Чаша клапана располагается в защитном стакане, имеющем шпоночный паз, по которому перемещается шпонка чаши, удерживающая ее от возможного поворота вокруг продольной оси.

Для разгрузки штока от возможных изгибающих усилий, так же как и в клапанах ЛМЗ, зазор между внутренней поверхностью защитного стакана и наружной цилиндрической поверхностью чаши выполнен меньшим, чем зазор между гайкой чаши и штоком. Эта мера не только снимает изгибные усилия со штока при эксплуатации турбины, но и исключает появление на штоке этих усилий при закрытии клапана, если при монтаже было допущено нарушение соосности штока и продольной оси диффузора.

4. Для разгруженного клапана (рис.3.3, б) введена новая регулируемая разгрузка. С этой целью в буксу запрессован конус, который при подъеме клапана входит в отверстие втулки и постепенно снижает расход пара через разгрузочный клапан. Одновременно увеличивается и радиальный зазор между наружной поверхностью конуса и внутренней поверхностью чаши. Таким образом, по мере подъема клапана происходит непрерывная подгрузка клапана, и при полном открытии механизм разгрузки практически отключается. В этом положении клапан не отличается от неразгруженного, что исключает возможность потери им осевой устойчивости.

5. Система разгрузки выполнена внутри клапана. Между выходом потока из разгрузочного отверстия и нижней перфорированной поверхности клапана расположена «интегрирующая» камера, обеспечивающая эффективное гашение пульсаций потока.

Новые регулирующие клапана обеспечивают:

- низкое сопротивление в системе паровпуска, не превышающее 2% от давления свежего пара при высоких (до 130 м/с) скоростях пара во входном сечении клапанного диффузора;
- полную разгрузку штоков от изгибающих усилий;
- надежную работу на всех режимах;
- сниженные динамические нагрузки на всех элементах конструкции;
- по меньшей мере, двойное увеличение межремонтного периода.

Рассматриваемые клапаны могут быть использованы как для новых турбин, так и для модернизации существующих систем парораспределения любых энергетических машин.

Регулирующие клапаны нового типа установлены на ряде крупных энергетических турбинах в России и за рубежом, среди которых турбины: ПТ-60-130; ПТ-80-130; Т-100-130; К-50-90; К-100-90; К-210-130; К-300-240;

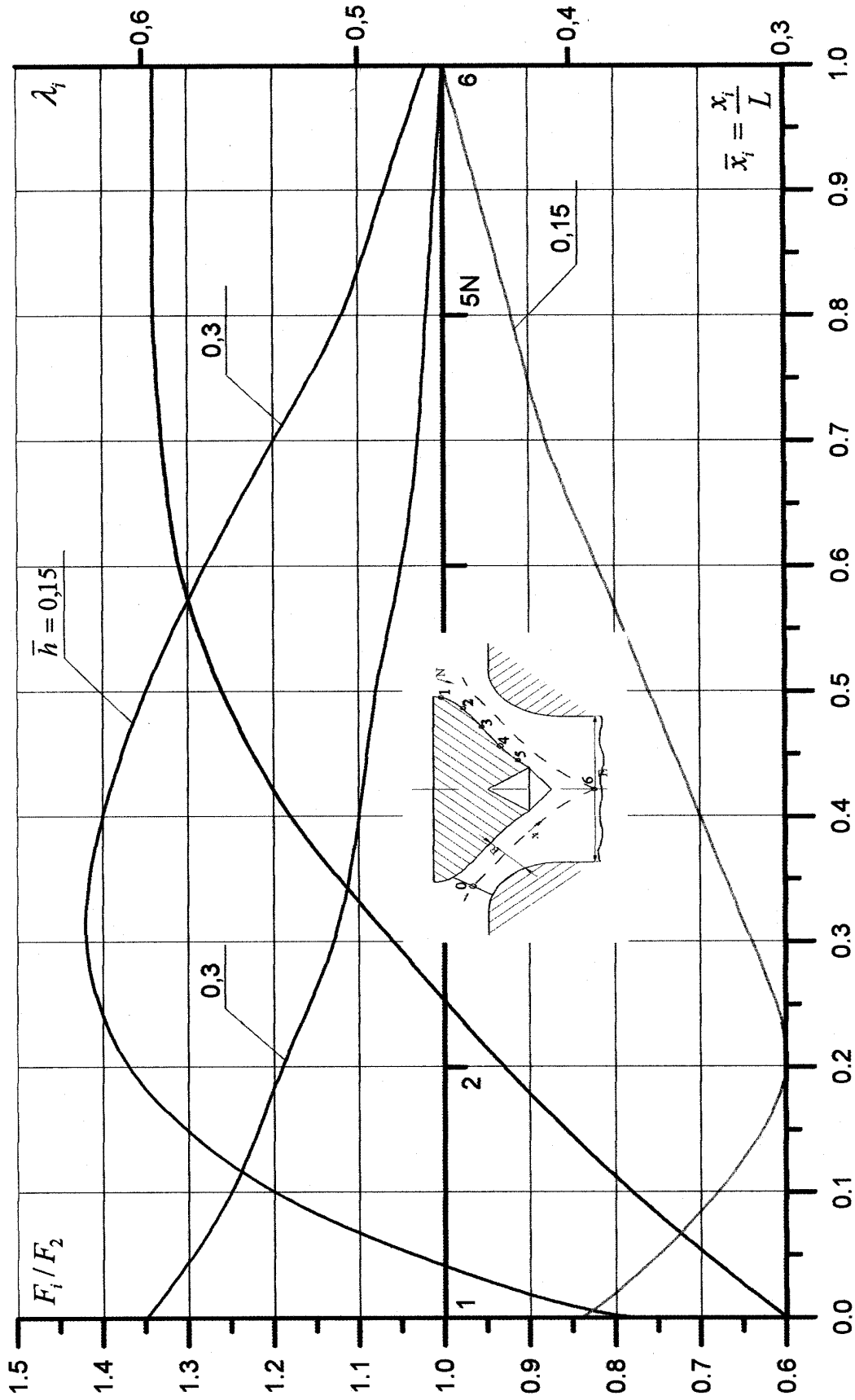


Рис. 3.2. К оценке рациональной формы чаши клапана

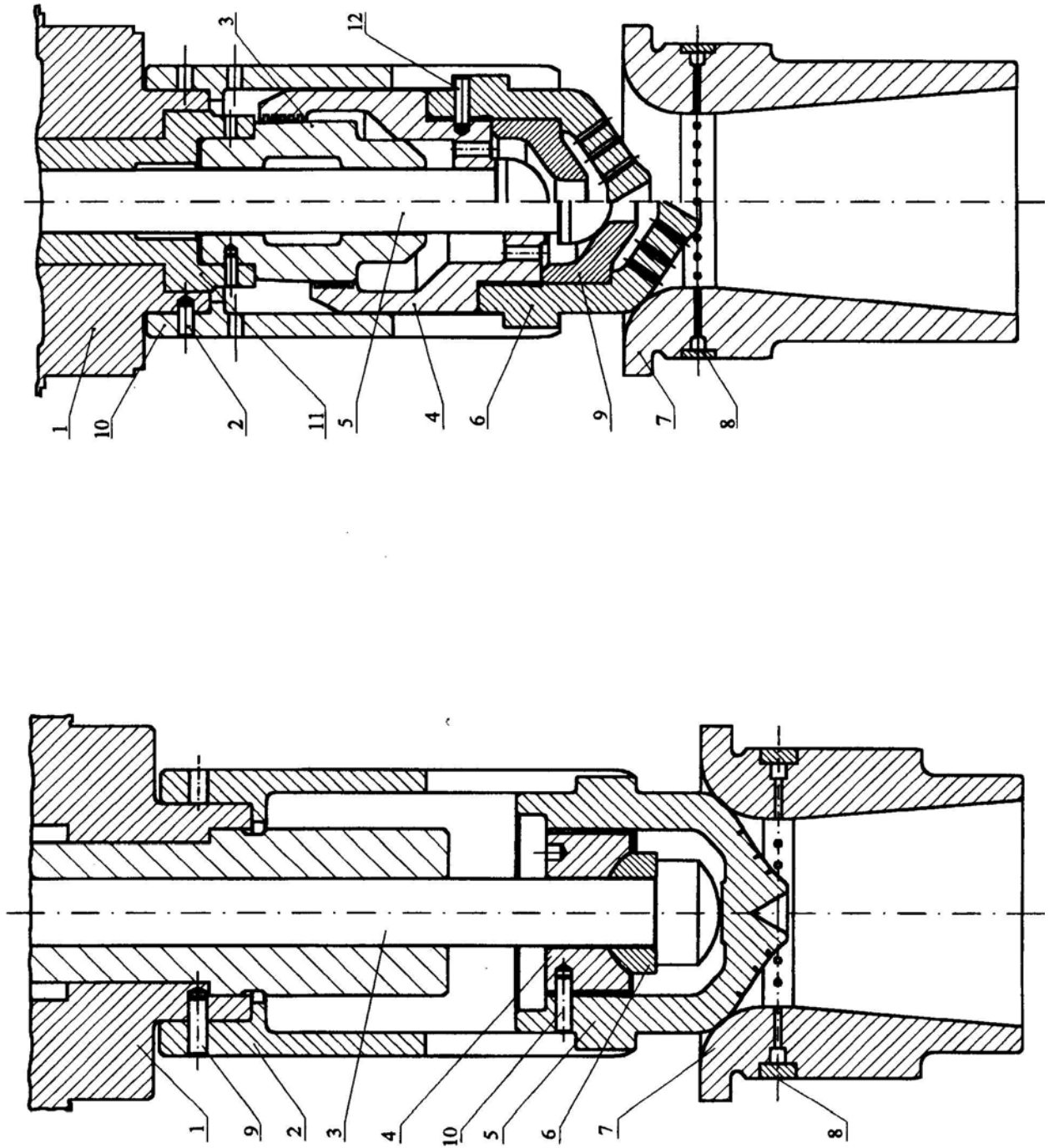


Рис. 3.3. Новые профилированные клапаны неразгруженного (а) и разгруженного (б) типов

13K215; 18K360; K-500-166. Опыт их эксплуатации подтвердил высокую надежность и низкое сопротивление новых клапанов. Для иллюстрации сказанного на рис.3.4 приведены расходные характеристики стандартных и новых клапанов, представляющие собой зависимости относительного расхода $q = m / m_*$ от перепада давлений (m_* - критический расход).

Хорошо видно, что один и тот же относительный расход $q=0.4$ (характерное значение для многих клапанов отечественных турбин) достигается в первом случае (стандартные клапана) при потере давления, равной 4% ($\varepsilon_2 = 0,96$), а во втором – при $\Delta p / p_0 = 1,9\%$ ($\varepsilon_2 = 0,981$).

Уровень снижения динамических нагрузок на подвижных элементах парораспределения иллюстрируют кривые на рис.3.5, полученные на Эстонской ГРЭС в 2000 году, где показано, как меняются виброперемещения на коромыслах клапанов при изменении нагрузок сравниваемых турбин.

На турбине ТГ-4 были установлены клапаны новой конструкции, а в качестве базы для сравнения проводились измерения на ТГ-6 со стандартными клапанами. На полной нагрузке виброперемещения уменьшились примерно в 10 раз и в 2 раза на самом неблагоприятном с точки зрения вибрации режиме.

Полученные результаты вполне закономерны, так как конфузорный характер течения на полном подъеме клапана исключает отрыв потока в клапанном канале и турбулентный пограничный слой, согласно сформулированному в первом разделе работы положению, надежно защищает подвижные элементы от возможных внешних воздействий.

На частичных подъемах клапанный канал представляет собой кольцевое криволинейное сопло Лавая, где в зависимости от действующего перепада давлений возможна реализация любого из пяти характерных режимов течения в этом сопле. Наиболее опасным с вибрационной точки зрения является режим со скачками уплотнения внутри канала. Здесь вероятность отрыва потока от стенок канала в сечении, где располагается скачок уплотнения, весьма велика. Соответственно, нестационарность потока за сечением отрыва пограничного слоя (одно из положений первого раздела настоящей работы) является причиной отмеченного повышения вибрации клапана на частичных нагрузках турбины. Для гашения этих вибраций в регулирующих клапанах нового поколения профилированная поверхность чаши выполняется перфорированной с замыканием всех отверстий перфорации на общую интегрирующую (демпферную) камеру. Другими словами, между основными подвижными деталями клапана и потоком располагается перфорированный защитный экран предотвращающий совместно с интегрирующей камерой прямую передачу динамических усилий на детали, непосредственно соединенным со штоком.

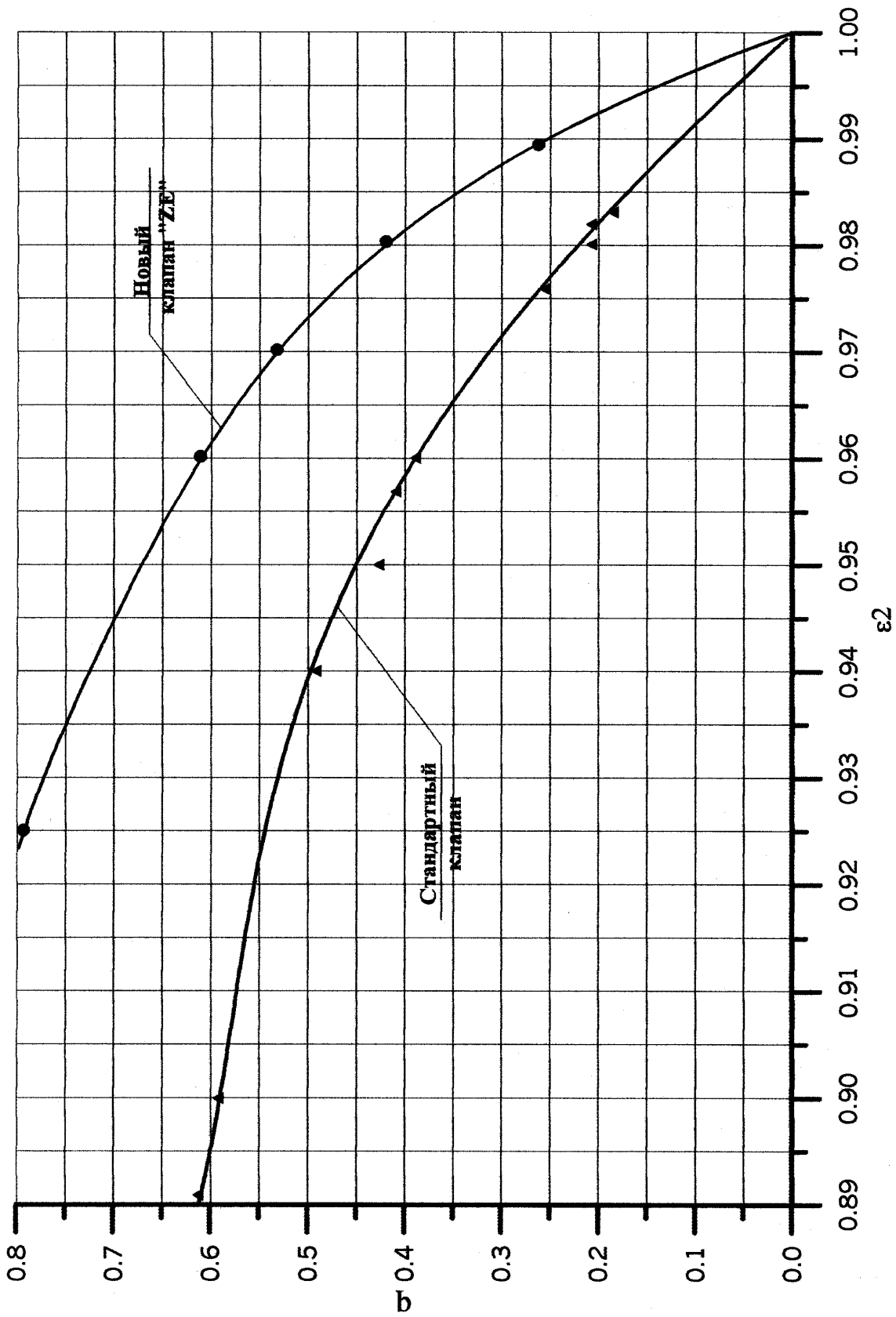


Рис .3.4. Зависимость относительного расхода σ от перепада давлений ϵ_2 для регулирующих клапанов

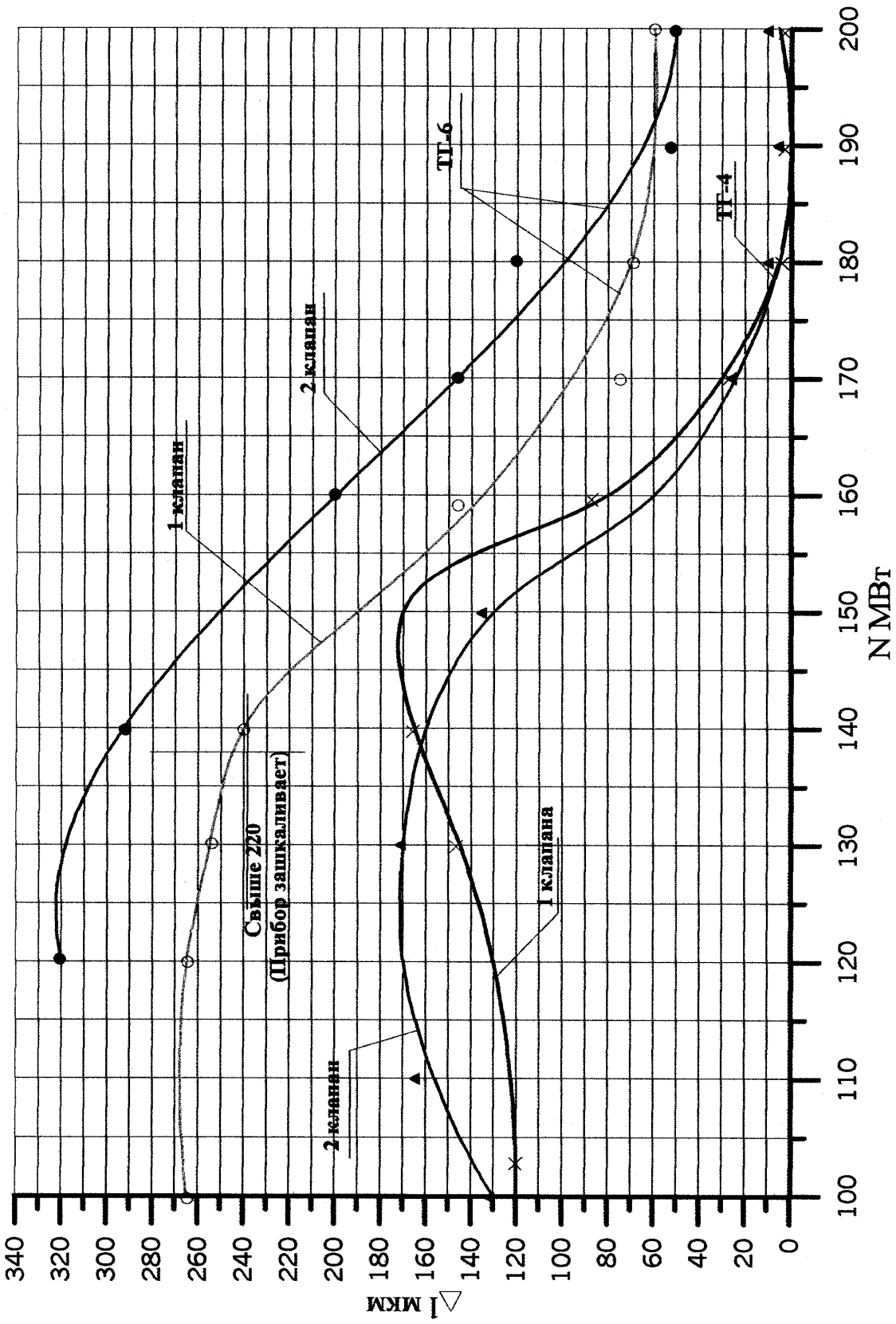


Рис. 3.5. Уровень вибрации на коромыслах клапанов турбины К-200-130 ЛМЗ

Конструктивная реализация этой идеи для разгруженных клапанов приведена на рис 3.3б. При этом в разгруженных клапанах вся система разгрузки оказывается сдвинутой внутрь клапана, а на выходе из разгрузочного отверстия устанавливается более низкое, чем у стандартных клапанов давление, т.к. теперь отвод пара из внутренней полости клапана осуществляется через отверстия перфорации в область пониженного давления. Это обстоятельство увеличивает глубину разгрузки и снижает статические усилия на штоке при малых открытиях клапана. При открытиях, превышающих 40% от полного хода, клапан начинает интенсивно подгружаться показанной на рис. 3.3б системой, и при всех режимах работы турбины на штоке сохраняется одно и то же направление действующей силы.

Особое место среди клапанов нового поколения занимают стопорно-регулирующие клапана. В настоящее время такие крупные энергетические фирмы как «General Electric» и «Alstom-Power» используют на своих турбинах стопорно-регулирующие клапана, типовая конструкция которых показана на рис.3.7. Можно отметить следующие недостатки этого клапана:

- неизбежная для принятого решения сложность конструкции, сильно снижающая ремонтпригодность клапана;
- использование второго толкающего штока загромождающего центральную часть клапана, что приводит к необходимости применения кольцевого криволинейного диффузора, где при высоких (до 140 м/с) скоростях пара в узком сечении и неравномерном входном поле скоростей невозможно обеспечить высокую степень восстановления энергии, а на частичных режимах невозможно избежать отрывного характера течения с развитием в потоке сильных пульсаций давления
- при выходе потока из диффузора его поворот на 90° осуществляется вокруг внутреннего конуса с образованием двух парных вихрей, существенно повышающих уровень вибрации и шума, излучаемого клапаном;
- суммарное сопротивление клапана достигает 4,5%.

В качестве альтернативного решения была разработана конструкция, показанная на рис.3.7, где все изменения были проведены в пределах стандартного корпуса клапана фирмы «ABB Zamech» (сейчас Alstom Power). Здесь регулирующий клапан 5 был разнесен со стопорным клапаном 8 по разные стороны конфузорного седла, что при существующих габаритах корпуса позволило снизить максимальные скорости пара при полном открытии регулирующих органов до 60 м/с и соответственно уменьшить потери давления в системе паровпуска до 1,3%.

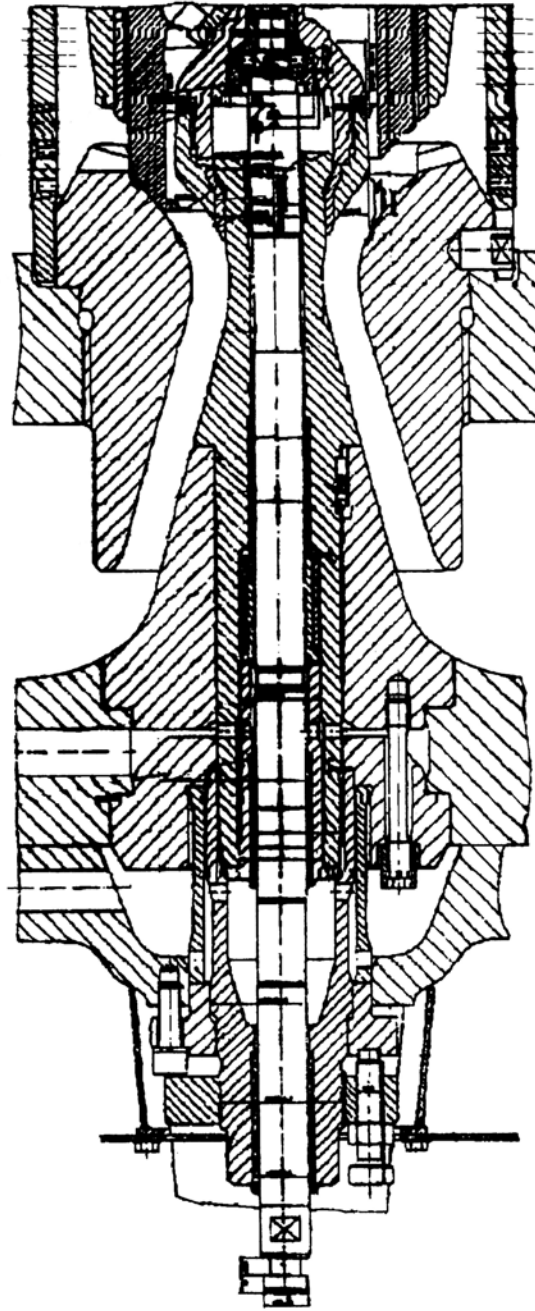


Рис. 3.6. Стопорно-регулирующий клапан фирмы «Alstom»

Установка регулирующего клапана 5 на входе в конфузурный канал 7 исключила появление на нем динамических нагрузок при всех режимах работы турбины, так как все основные изменения в характере движения пара происходят за пределами регулирующего клапана в границах выходной камеры и последующего трубопровода. В предлагаемой конструкции используется полная разгрузка поршневого стопорного клапана 8, что позволило существенно сократить мощности сервомоторов. Наконец, из сравнения рис.3.6 и 3.7 очевидна большая конструктивная простота нового стопорно-регулирующего клапана.

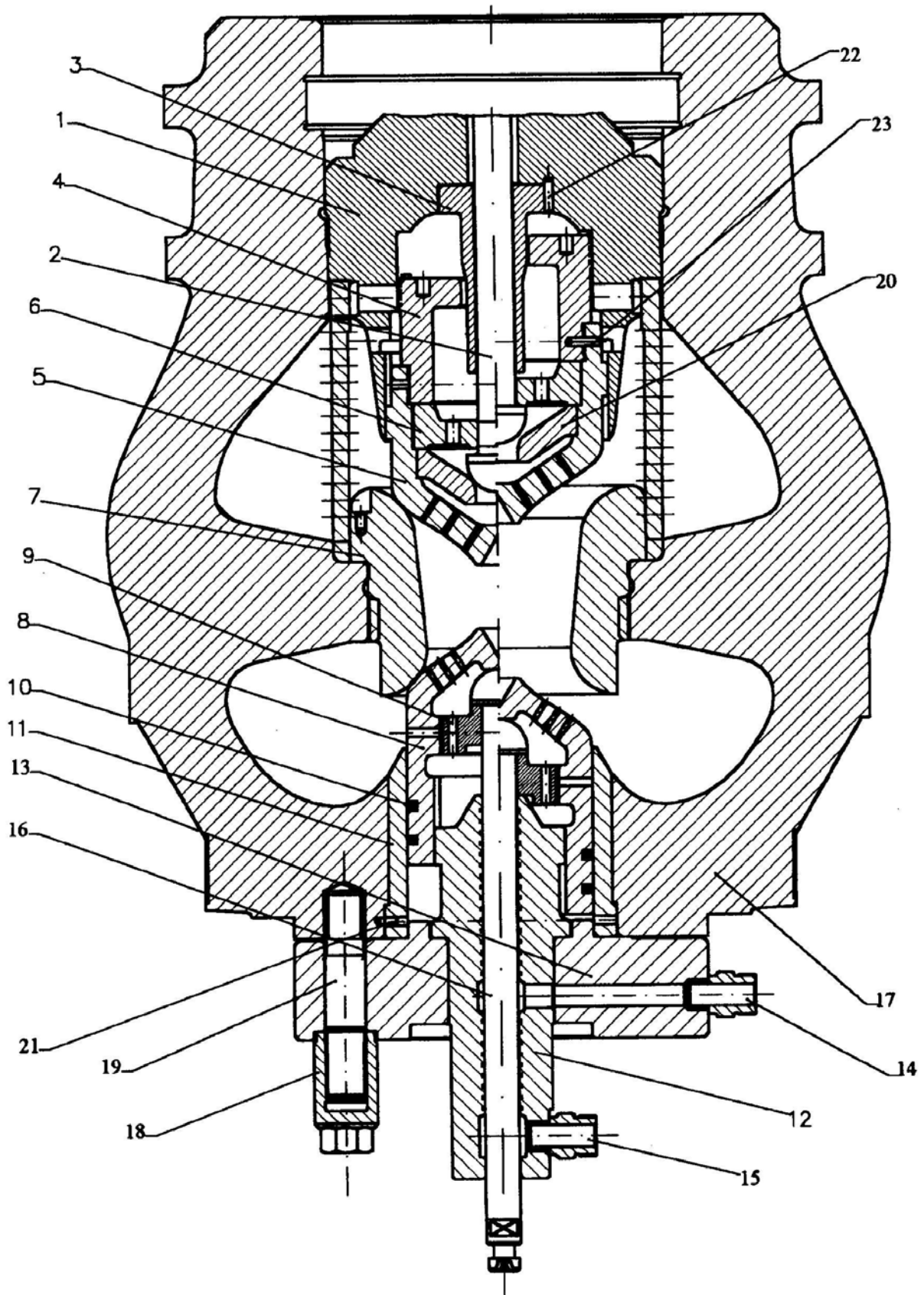
Промышленные испытания нового стопорно-регулирующего клапана полностью подтвердили данные модельных испытаний и позволили на 20Дб снизить уровень шума.

4. Совершенствование выхлопных патрубков мощных конденсационных паровых турбин. В настоящее время практически все выхлопные патрубки паровых турбин с подвальным расположением конденсатора выполняются по близким аэродинамическим схемам, обеспечивающим поворот потока на 90° относительно продольной оси турбины при ограниченных осевых размерах патрубков. Соответственно характер течения пара на пути к конденсатору отличается большой сложностью, и значительные области внутри корпуса патрубка оказываются занятыми мощными вихревыми структурами.

Вихревой характер течения в ограниченном пространстве вызывает вибрацию всего корпуса патрубка. Это обстоятельство для турбин, имеющих встроенные в патрубок подшипники, приводит к снижению динамической надежности турбины. Сложная картина течения в системе выхлопа из турбины приводит к большому гидравлическому сопротивлению и потери энергии на пути от последней ступени до конденсатора достигают 40–50 кДж/кг. Для турбин типа К-300-240 это эквивалентно недовыработке 10–15 Мвт мощности. Столь высокие резервы повышения экономичности частей низкого давления конденсационных турбин привели к интенсивному поиску путей реализации этих резервов.

Многочисленные исследования в этом направлении (Фаддеев И.П., Кондак Н.М., Мигай В.К., Гудков Э.И., Жилинский В.П., Зарянкин А.Е., Чертков А.К., Ханин Г.А., Уманский М.П., Дроконов А.М., Гоголев И.Г., Довжик С.А., Дорфман А.Ш. и др.) при хороших результатах, достигнутых в лабораторных условиях, не привели к заметным практическим результатам на действующем оборудовании. Основная причина несоответствия лабораторных и промышленных испытаний состоит в специфическом поле скоростей за последней ступенью цилиндра низкого давления. На рис.4.1а, качественно показано распределение осевых скоростей по высоте лопатки. При относительно равномерном распределении скоростей на большей части лопатки для расчетного режима работы турбины скорости у периферии за счет утечки пара через радиальный зазор существенно превышают их среднерасходные значения, у корня же за счет концевых потерь они заметно ниже.

В этих условиях все попытки преобразовать кинетическую энергию потока с помощью осерадиальных диффузоров при установке внешнего обвода с нулевой относительно вершины лопаток перекрышей не могут привести к положительным результатам, поскольку на криволинейной выпуклой поверхности поток не тормозится, а продолжает ускоряться, становясь



3.7. Новый стопорно-регулирующий клапан

сверхзвуковым даже при дозвуковых скоростях на выходе из радиального зазора. Локальная сверхзвуковая область замыкается скачком уплотнения с последующим срывом поток с обвода. Описанная картина, показанная на рис. 4.1б, впервые была рассмотрена Р. Майером и Д. Вантаром.

За сечением отрыва эффективная проходная площадь резко сужается, и суммарный диффузорный эффект практически исчезает. При рассмотренном расположении диффузора его применение ведет, в конечном счете, к увеличению суммарного сопротивления, поскольку уменьшается и без того малый свободный объем в корпусе патрубка. Особенно опасным при этом является сужение проходной площади на разъеме патрубка, где эффективная проходная площадь и при бездиффузорном варианте существенно меньше геометрической за счет образования в верхней части двух мощных вихревых шнуров. Их расположение в поперечном сечении патрубка, заимствованное из работы И.П. Фаддеева, изображено на рис.4.2.

С особенностями движения пара в плоскости горизонтального разъема патрубка связано и такое явление, как запираение патрубка, впервые проанализированное в работах А.Е. Зарянкина. Суть явления состоит в том, что при дозвуковых скоростях во входном сечении патрубка при некоторой входной безразмерной скорости давление за ступенью начинает меняться пропорционально расходу при постоянном значении числа M_{2z} .

Такая картина свидетельствует о возникновении в промежуточном сечении патрубка критической скорости и этим сечением является плоскость горизонтального разъема. Имеющиеся многочисленные опытные данные показывают, что предельное значение числа Маха зависит от коэффициента полных потерь в патрубке ζ_n и может меняться в широких пределах от 0,55 до 0,8–0,85. Отсюда следует важный вывод, согласно которому предельная пропускная способность цилиндра низкого давления определяется не пропускной способностью последней ступени, а пропускной способностью выхлопного патрубка. Это обстоятельство еще в большей степени повышает важность проблемы аэродинамического совершенствования выхлопных патрубков. Для решения указанной проблемы мы рассмотрели все возможные варианты расположения внешнего обвода диффузора относительно лопаток последней ступени. Решение задачи восстановления кинетической энергии в диффузорной системе при реально существующем поле скоростей за последней ступенью оказалось возможным при расположении наружного обвода диффузора с отрицательной перекрышей так, как это показано на рис.4.3 применительно к выхлопному патрубку турбины 18К360 АВВ “Zamech”.

В этом случае высокоскоростная периферийная струя идет по внешней стороне диффузора и не может влиять на характер течения в собственно диффузорном канале. Ускоряясь на выходном участке внешней поверхности

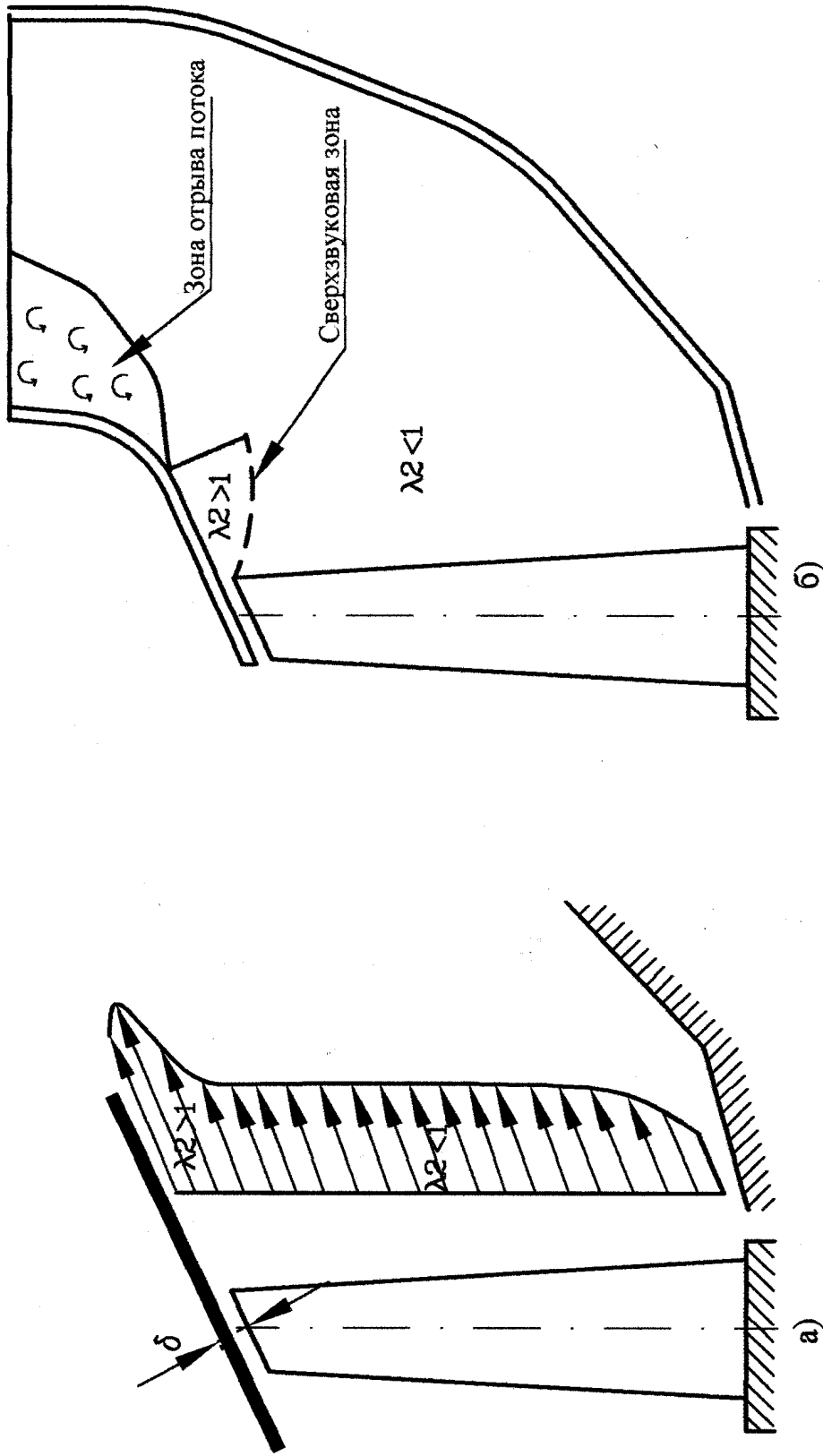


Рис. 4.1. Картина распределения осевых безразмерных скоростей λ_2 за последней ступенью (а) и течение пара у внешнего обвода диффузора (б) при установке его с нулевой перекрышей относительно лопаток последней ступени

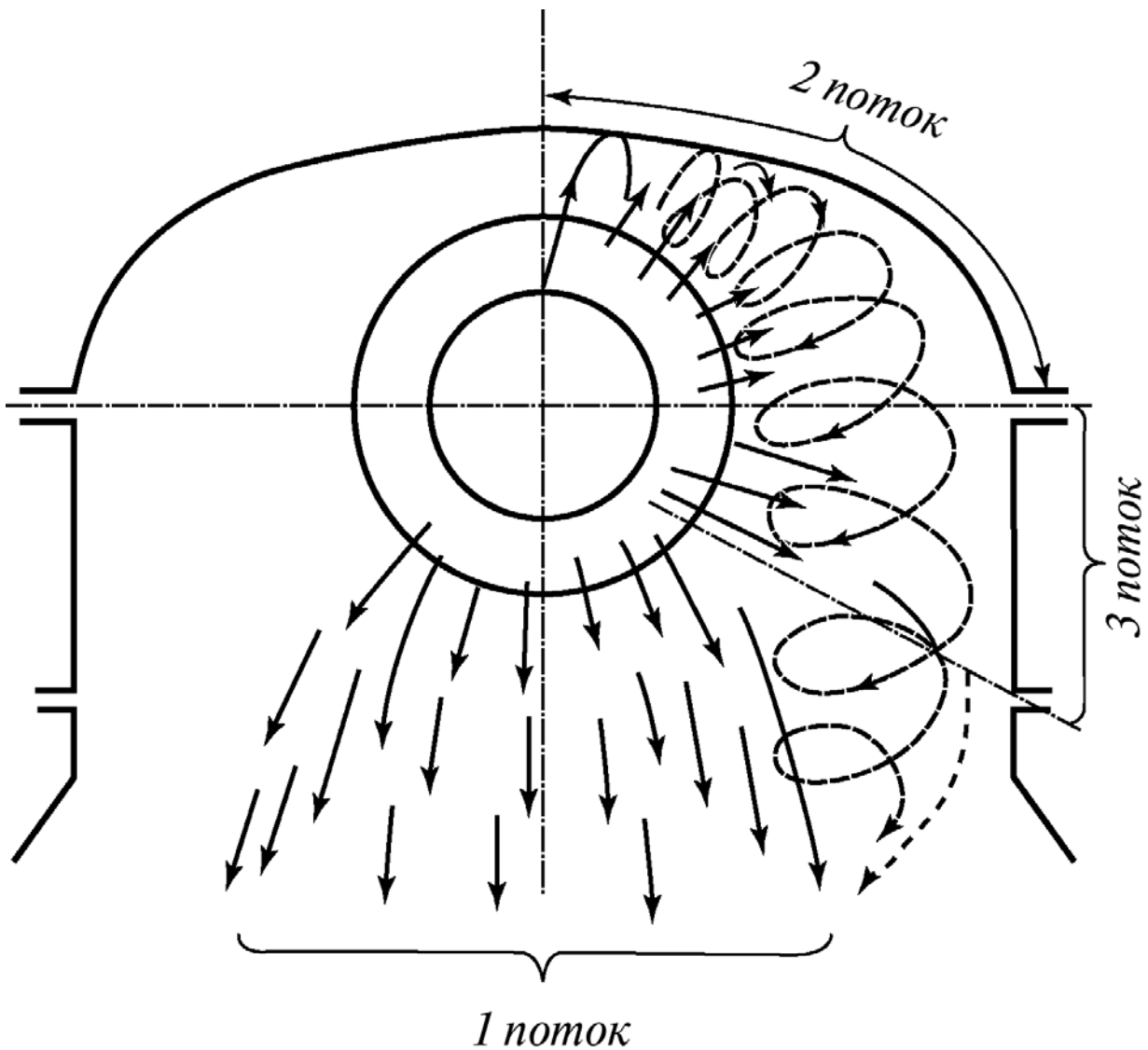


Рис. 4.2. Расположение (по И.П. Фадееву) вихревых шнуров в поперечном сечении выхлопного патрубка

диффузора, она создает заметный эжектирующий эффект и способствует безотрывному течению на выпуклой поверхности внешнего обвода диффузора.

Результаты модельных исследований патрубка с различным расположением диффузора при наличии скоростной струи в периферийной области приведены на рис.4.4. Здесь кривая 1 относится к бездиффузорному патрубку, кривая 2 соответствует патрубку с обводом диффузора, расположенным с нулевой перекрышей относительно входного сечения, а кривая 3 – коэффициенту полных потерь в патрубке, где внешний обвод установлен с 10% отрицательной перекрышей. В последнем случае по сравнению с исходным бездиффузорным патрубком потери удалось снизить в области больших скоростей на 40–45% и увеличить предельное значение числа M_{2z} , при котором начинается кризисное увеличение потерь энергии.

Важно отметить, что эти результаты полностью подтвердились при реализации рассматриваемого решения на ряде турбин 13K215 и 18K360 АBB

«Zamech», а также в выхлопном патрубке геотермальной турбины К- 25 Калужского турбинного завода.

Второе принципиально новое решение, реализованное на действующих турбинах, состоит в использовании противовихревых решеток, установленных в нижней от горизонтального разъема части патрубка. Используемые противовихревые решетки представляли собой систему параллельно расположенных пластин, ориентированных вдоль оси турбины. Их расположение показано на рис.4.5. Эта достаточно простая конструктивная мера обеспечила существенное увеличение равномерности поля скоростей за патрубком, а в некоторых случаях несколько снизила (на 2÷5%) сопротивление, ликвидировала области возвратных течений в корпусе патрубка и, самое главное, резко (в два – два с половиной раза) снизила уровень вибрации корпуса.

Столь серьезного снижения уровня виброперемещений не удавалось достигнуть за счет увеличения механической жесткости конструкции выхлопной системы.

Отмеченное обстоятельство убедительно свидетельствует о прямой связи между характером течения жидкости, пара или газа и вибрационной надежностью той или иной конструкции. В данном случае вибрационные измерения на корпусе модельного патрубка являются прямым доказательством принципиальных изменений в условиях течения рабочего тела внутри выхлопного патрубка. Заметим, что в реальных турбинах при установке противовихревых решеток снижение вибрации корпусов патрубков оказалось выше полученного при модельных исследованиях.

Рассмотренный способ повышения вибрационной надежности оборудования использован как на турбинах 13К-215, так и на более мощных турбинах 18К-360 АВВ «Zamech».

Приведенные решения еще раз подчеркивают важность аэродинамических методов совершенствования проточных частей выхлопных патрубков паровых турбин.

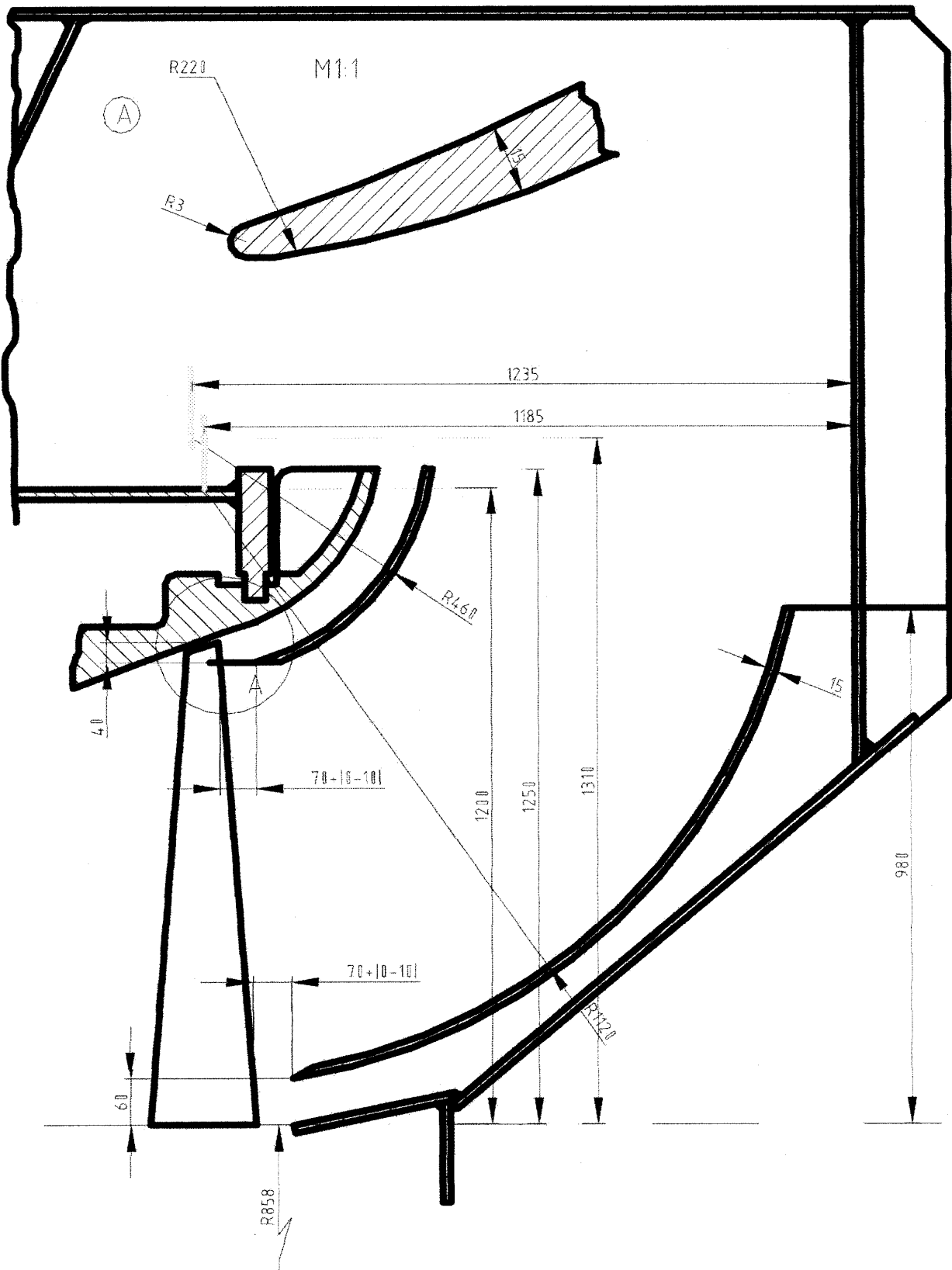


Рис. 4.3. Схема расположения осерадального диффузора за последней ступенью турбины

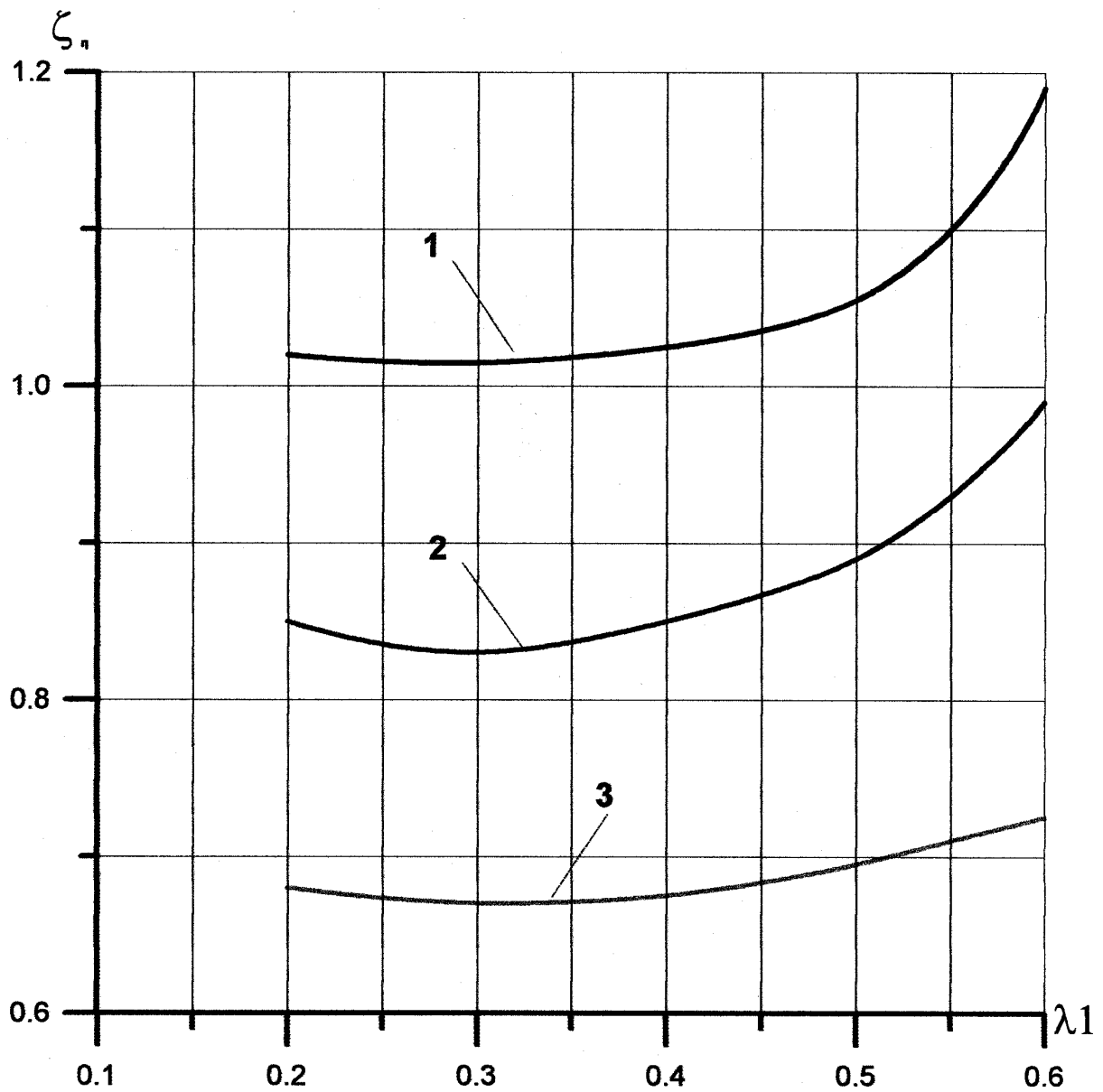


Рис.4.4 Зависимость коэффициента полных потерь от входной скорости:
– бездиффузорный патрубок (кривая 1),
– обычный диффузорный патрубок (кривая 2)
– новый диффузорный патрубок (кривая 3)

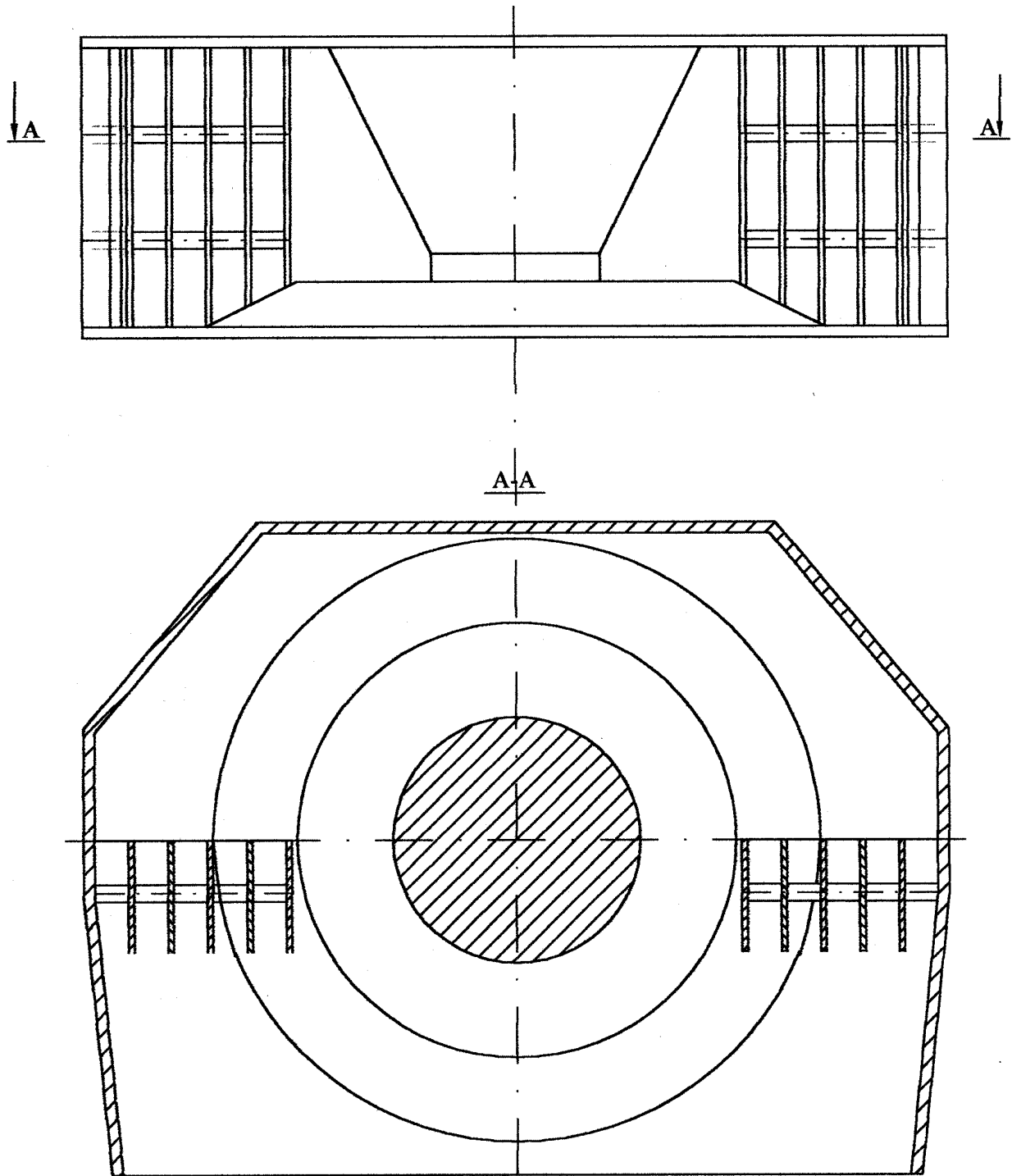


Рис. 4.5. Выхлопной патрубок при установке в нижней части противовихревой решетки с пластинами, расположенными вдоль продольной оси турбины

Основные результаты и выводы

1. Сформулированы следующие положения, имеющие важное практическое значение при совершенствовании паротурбинного оборудования:

- при любых внешних воздействиях внутренняя структура потока меняется таким образом, чтобы сохранить исходный тип течения;
- течение жидкости за сечением, где происходит отрыв потока от обтекаемых поверхностей, всегда нестационарно;
- динамические нагрузки на стенках каналов, защищенных турбулентным пограничным слоем всегда меньше нагрузок, которые испытывают стенки при прямом контакте с нестационарным потоком за сечением его отрыва от обтекаемых поверхностей.

2. Разработаны конструктивные приемы, позволяющие существенно улучшить аэродинамику течения в клапанных каналах и в выхлопных патрубках паровых турбин и повысить их вибрационную надежность, а именно:

- оптимизация профиля чаши клапана по двум специально подобранным целевым функциям, обеспечивающим безотрывное течение в канале;
- применение интегрирующих камер для снижения динамических нагрузок, действующих на шток клапана;
- нагружение полностью открытого клапана за счет сокращения протечки пара через внутренние полости клапанной коробки;
- оптимизация течения в осерадиальном диффузоре за последней ступенью цилиндра низкого давления за счет рационального расположения дефлекторов вблизи внешнего и внутреннего обводов диффузора.
- использование противовихревых решеток для разрушения крупных вихревых структур в выхлопных патрубках;

3. На основании теоретических расчетов, обобщения опыта эксплуатации и подробных экспериментальных исследований регулирующих клапанов паровых турбин созданы новые конструкции неразгруженных и разгруженных клапанов различных типов, обеспечивающие существенное (до 2% от начального давления пара) уменьшение сопротивления в системе паровпуска при одновременном повышении виброненадежности (максимальные динамические усилия на штоках не превосходят 1,4% от максимальных статических усилий), снижении шума на 20 дБ и резком увеличении межремонтного периода.

4. Промышленная эксплуатация новых регулирующих клапанов на турбинах типа ПТ-60-130, К-100-90, 13 К 215, К-300-240, 18 К 360, К-500-166 подтвердила их высокие экономические показатели и повышенную виброненадежность.

5. Исследован на моделях, конструктивно разработан и создан промышленный образец универсального стопорно-регулирующего клапана с

пониженными скоростями течения пара, устойчивый на всех режимах работы с малым сопротивлением (до 1,5%) и пониженным уровнем шума, успешно работающий на турбине 18 К 360 (ТЭС Белхатов, Польша).

6. На основе анализа и обобщения многочисленных опытных данных и проведенных экспериментальных исследований разработана общая концепция совершенствования и модернизации выхлопных патрубков паровых турбин, позволившая существенно снизить (до 40%) потери кинетической энергии и уменьшить (более, чем вдвое) вибрацию корпусов патрубков.

7. Теоретически и экспериментально обоснована целесообразность установки за последними ступенями паровых турбин осерадиальных диффузоров, обводы которых располагаются по отношению к лопаткам последней ступени с отрицательной перекрышей. Такое решение впервые было успешно применено при модернизации турбин 13 К 215 АВВ “Zamech” в Польше.

8. На основе многочисленных экспериментальных исследований разработаны новые пластинчатые вихрегасители, использование которых в выхлопных патрубках турбин ТК-120, 13 К 215, 18 К 360 позволило снизить вибрацию корпусов патрубков и уменьшить переохлаждение конденсата (на 0,5–1⁰С).

9. Проведенная модернизация промышленных турбоустановок позволила повысить их установленную мощность на до 2% и исключить режимы с «запиранием» выхлопных патрубков (максимальные значения чисел Маха не превышают 0,75).

10. Все решения, предложенные в настоящей работе и направленные на снижение потерь энергии и повышение надежности регулирующих клапанов и выхлопных патрубков паровых турбин, широко используется в настоящее время как в России, так и за рубежом.

По материалам диссертации опубликованы следующие основные работы

1. Симонов Б.П. Выхлопные патрубки турбомашин. – М.: МЭИ, 2000.–136 с.
2. Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин. – М.: МЭИ, 2002. – 271 с.
3. Симонов Б.П. Зарянкин А.Е. Парамонов А.Н., Чусов С.И. Новые принципы конструирования выхлопных патрубков турбин. // Сборник трудов 3-ей Европейской конференции «Турбомашины: газодинамика и термодинамика. Институт инженеров-механиков: Лондон. – 1999. - т. В - С. 747 – 757. (на английском языке).
4. Аэродинамическое совершенствование выхлопных патрубков турбомашин / Симонов Б.П., Зарянкин А.Е., Парамонов А.Н., Чусов С.И. // Теплоэнергетика. – 1998. - № 1. - С.20–25.

5. Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. Новые регулирующие клапаны, их характеристики и опыт эксплуатации на энергетических турбинах // Теплоэнергетика. – 1996. - № 1. С.18-23.

6. Симонов Б.П. Зарянкин А.Е. Новые типы регулирующих клапанов, их технические характеристики и опыт сервисного обслуживания в турбинах // 10-я конференция по газовым и паровым турбинам для энергетики: -. Карловы вары, 1994. - С 353 – 359. . (на английском языке).

7. Моделирование течений и некоторые результаты модельных испытаний выхлопных патрубков паровых турбин / Симонов Б.П., Зарянкин А.Е., Зарянкин В.А., Есенек К. // Вестник МЭИ. – 2000. - № 4. – С. 57-61.

8. Новая шиберная задвижка / Зарянкин А.Е., Симонов Б.П., Каращук В.Е., Черноштан В.И. // Вестник МЭИ. – 1997. - № 5. - С.32-35.

9. Симонов Б.П., Зройчиков Н.А., Боткачик И.А. Новая конструкция тягдутьевых машин. // Моделирование и конструирование. Гидрогазодинамика в машиностроении: ИМП ПАН, Гданьск. - 1997. - С. 457 – 460. (на английском языке).

10. Симонов Б.П., Зарянкин А.Е., Парамонов А.Н., Зарянкин В.А. Пути совершенствования стопорно-регулирующей арматуры // Доклады российского национального симпозиума по энергетике: - Казань КГЭИ, 2001. – С.138-142.

11. Симонов Б.П., Зарянкин А.Е., Парамонов А.Н., Коротков В.В. Влияние формы регулирующих клапанов паровых турбин на их вибрационную надежность // Международная научно-техническая конференция Проблемы исследований в теплоэнергетике: Варшава. - 2001. – С. 101-106 (на английском языке).

12. Симонов Б.П., Зарянкин А.Е., Россихин С.Ю. Аэродинамические методы защиты последних ступеней ЦНД от эрозийного износа // Доклады четвертой Европейской конференции по турбомашинам: Флоренция, Италия. – 2001. – С.843-855. (на английском языке).

13. Симонов Б.П., Зарянкин А.Е., Россихин С.Ю., Парамонов А.Н. Использование перфорированных экранов в конденсационных паровых турбинах //Тяжелое машиностроение. – 2000. - №12. – С.4-8.

14. О вибрационной надежности тарельчатых и профилированных регулирующих клапанов / Зарянкин А.Е., Симонов Б.П., Парамонов А.Н., Чусов С.И. // Теплоэнергетика. – 2002. - №6. – С.35-38.

15. Симонов Б.П., Зарянкин А.Е. Автономная двухвольная утилизационная установка // Доклады международной конференции «Turbo'98»: Бухарест, Румыния. – 1998. – С.113-122 (на английском языке).

16. Патент №2068139. РФ 6 F 16 К 1/100. Регулирующий клапан / А.Е.Зарянкин, Б.П.Симонов., В.Е.Каращук (РФ). – 3с.: ил.1

17. Патент №2109191 РФ, F 01 D 5/14. Шиберный регулятор расхода / Симонов Б.П., Зарянкин А.Е., Каращук В.Е. (РФ) – 3с.: ил.2

18. Патент № 2096666. РФ 6F 04 D 29/32. Решетка профилей осевого компрессора / А.Е.Зарянкин, Б.П.Симонов (РФ). – 3 с.: ил.2

19. Зарянкин А.Е., Зарянкин В.Е., Симонов Б.П. Сравнительная оценка соплового и дроссельного регулирования / Международная конференция "Simkom" Политехнический Университет: Лодзь. - 2002. - s.318-324 (на английском языке).

20. Перспективы использование дроссельного парораспределения в энергетических паровых турбинах / Зарянкин А.Е., Симонов Б.П., Сидорова Е.К. // Тяжелое машиностроение. – 2002. - №11. – С.11-16.

21. Способы изменения силовых характеристик регулирующих клапанов паровых турбин / Зарянкин А.Е., Симонов Б.П., Парамонов А.Н., Коротков В.В. // Вестник МЭИ. – 2002. - №11. – С.12-16.

Работа выполнена в АО Мосэнерго
Научный консультант: Заслуженный деятель науки РФ д.т.н., профессор А.Е. Зарякин

Официальные оппоненты:
Заслуженный деятель науки РФ доктор технических наук,
профессор Кириллов Александр Иванович

Доктор технических наук,
профессор Поворов Олег Алексеевич

Доктор технических наук,
Черноштан Виктор Иванович

Ведущее предприятие: Калужский турбинный завод

Защита состоится «8» апреля 2003 г. в ____ час.
на заседании диссертационного совета Д 212.229.06
в Санкт-Петербургском государственном политехническом университете
по адресу: 195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, главное здание, ауд. ____

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Санкт-Петербургского государственного политехнического университета

Автореферат разослан « ____ » _____ 2003 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.229.06,
доктор технических наук, профессор

Н.Н. Кортиков