

На правах рукописи

Козаченко Лев Иванович

Уточнение рекомендаций по оптимальному проектированию центробежных компрессорных ступеней на основе экспериментального исследования

Специальность 05.04.06 – «Вакуумная, компрессорная
техника и пневмосистемы»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург

2004

Работа выполнена на кафедре «Компрессорная вакуумная и холодильная техника» в ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Научный руководитель: доктор технических наук,

профессор, Галеркин Юрий Борисович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Бухарин Николай Николаевич

кандидат технических наук,

вед. специалист Крутиков Тимофей Евгеньевич

Ведущая организация: ОАО «Компрессорный комплекс»

Защита состоится «___» _____ 2004 г. в _____ часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 в ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу:

195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29 в аудитории _____ Главного здания.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Автореферат разослан «___» _____ 2004 г.

Ученый секретарь диссертационного совета

доктор технических наук, профессор

Хрусталеv Б. С.

УТОЧНЕНИЕ РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ОПТИМАЛЬНОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Общая характеристика работы.

Актуальность данной работы. Центробежные компрессоры применяются для обеспечения многих производственных процессов, при добыче нефти и газа, на магистральных газопроводах, для наддува двигателей внутреннего сгорания, в газотурбинных установках, для получения сжатого воздуха, имеющего силовое назначение. На привод центробежных компрессоров приходится значительная доля всей потребляемой энергии. Таким образом, проблема оптимального проектирования центробежных компрессоров имеет очень большое значение. Существующие на настоящий момент коммерческие пакеты расчета вязких пространственных течений не всегда дают правильные решения и не обладают высоким быстродействием, поэтому не могут быть эффективно использованы при проектировании и оптимизации центробежных ступеней. Поэтому необходима доработка и уточнение методик проектирования проточной части, более близких к инженерной практике, базирующихся на обобщении экспериментальных данных.

Цель и задачи работы. При проектировании проточной части необходимо достигнуть двух целей: обеспечить заданное отношение давлений при заданном расходе газа и получить при этом максимально возможный КПД.

Целью данной работы является пополнение имеющегося опыта проектирования путем уточнения рекомендаций по расчету и по выбору некоторых размеров проточной части.

В процессе выполнения работы были решены следующие задачи:

1. Рассмотрены имеющиеся в литературе рекомендации по проектированию ступеней центробежных компрессоров. Проведен обзор результатов экспериментальной визуализации потока методом напыления порошкового красителя. Рассмотрены возможности современных коммерческих программ

расчета вязких пространственных течений применительно к проектированию проточной части центробежного компрессора.

2. Произведена визуализация течения в элементах проточной части и результаты визуализации сравнены с расчетом потока с помощью коммерческой программы FLUENT, определена возможность применения данной программы для расчета характеристик отдельных элементов центробежной ступени.

3. Даны рекомендации по выбору угла атаки на входе в рабочее колесо (РК). Обоснован выбор входного угла лопатки РК с учетом стеснения и перестройки потока на входе в РК.

4. Произведено исследование влияния формы выходных кромок лопаток рабочего колеса на напор и КПД ступени.

5. Проанализирована эффективность ступеней с лопаточными и безлопаточными диффузорами и даны рекомендации по выбору типа диффузора для различных ступеней.

6. С учетом полученных рекомендаций выполнена доводка модельной ступени П028/575/37.

Научная новизна работы заключается в том, что разработан ряд рекомендаций по проектированию центробежных компрессорных ступеней, базирующихся на детальном физическом анализе явлений, происходящих в потоке газа, и на экспериментальных данных по десяти модельным ступеням и их модификациям.

Практическая ценность работы заключается в том, что данные рекомендации по оптимальному проектированию центробежных компрессорных ступеней могут быть использованы как при проектировании новых ступеней, так и при доводке уже имеющихся ступеней.

Реализация работы в промышленности. Разработанные рекомендации применяются на кафедре «Компрессорная вакуумная и холодильная техника» при проектировании центробежных компрессоров по заказам промышленности.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 4 работы.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из девяти разделов и списка используемой литературы. Общий объем работы составляет 142 страницы, в том числе 90 рисунков и 2 таблицы, список литературы включает 30 наименований.

Краткое содержание работы.

В разделе 1 обосновывается актуальность темы, формулируются цели работы.

В разделе 2 анализируется состояние проблемы. Проводится обзор формул и рекомендаций разных авторов по выбору геометрических параметров элементов центробежной ступени (работы Ю.Б. Галеркина, Г.Н. Дена, С.П. Лившица, В.Ф. Риса, К.П. Селезнева, А.Стодолы, Б. Эккерта и др.). Рассмотрены некоторые результаты численной визуализации потока, полученные с помощью расчета по коммерческим программам расчета вязких течений (работы Ю.Б. Галеркина, Р. Пузыревского, П. Флажинского).

На основании литературных источников можно сделать следующие выводы.

- Имеются различные рекомендации по выбору угла. Б. Эккерт рекомендует выбирать угол атаки равный нулю и без учета стеснения потока лопатками конечной толщины. С.П. Лившиц, В.Ф. Рис рекомендуют выбирать угол атаки равный нулю с учетом стеснения потока. Кафедра КВХТ также рекомендует выбирать угол атаки равный нулю, но при этом учитывать не только стеснение, но и перестройку потока вследствие разности давлений на сторонах лопатки.

- Разные авторы предлагают разные формулы для расчета ψ_T . Например, К. Пфлейдер и Б. Экк, С.П. Лившиц вычисляют коэффициент теоретического напора ψ_T по формуле

$$\psi_T = \mu \psi_{T\infty} = \mu(1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2}), \quad (1)$$

где μ - поправка на конечное число лопаток и эффекты вязкости (коэффициент уменьшения напора); $\psi_{T\infty}$ - коэффициент теоретического напора в предположении бесконечно большого числа лопаток.

А. Стодола определяет коэффициент напора по формуле

$$\psi_T = \psi_{T\infty} - \Delta \bar{c}_{u2}.$$

Считая, что относительный вихрь равен $\omega/2$, А. Стодола определяет изменение окружной составляющей скорости под влиянием этого вихря

$$\Delta c_{u2} = (\omega/2)a$$

где a – ширина канала в плоскости вращения, откуда

$$\Delta c_{u2} = u_2 \frac{\pi}{z} \sin \beta_{л2}.$$

Методика кафедры KBХТ предполагает, что Δc_{u2} зависит от геометрических параметров и от характера распределения нагрузки по лопатке:

$$\Delta \bar{c}_{u2} = \psi_{т\infty} - \bar{c}_{u2} = \frac{\bar{c}_{u2} - \bar{c}_{u1} \bar{r}_1}{z(1 - \bar{r}_d)} \sin \beta_{cp} K_{\mu},$$

где r_d – радиус точки приложения аэродинамической силы; K_{μ} – коэффициент, учитывающий влияние вязкости.

На кафедре KBХТ для расчета напора используется программа невязкого квазитрехмерного обтекания лопаток РК. Так, как программа не учитывает эффектов, связанных с вязкостью, то полученное значение коэффициента теоретического напора $\psi_{т ид}$ получается завышенным. Поэтому для определения действительного значения ψ_T необходимо знать поправочный коэффициент K_M :

$$\psi_T = \psi_{т ид} K_M.$$

Коэффициент K_M определяется на основании опытных данных по испытанным ступеням.

Недостаток приведенных выше формул в том, что они не учитывают форму выходной кромки лопатки. В связи с этим вопрос влияния формы выходной кромки лопатки на напор колеса нуждается в дальнейшем исследовании.

- Ранее в практике компрессоростроения использовались машины с лопаточными диффузорами, так как считалось, что использование лопаточных диффузоров позволяет повысить КПД ступени. Современные нагнетатели газоперекачивающих агрегатов проектируются с использованием безлопаточных диффузоров и имеют достаточно высокий КПД и широкую зону работы. Возникает вопрос, можно ли повысить эффективность современных ступеней за счет лопаточных диффузоров.

- Сравнение результатов расчета вязких течений с применением коммерческих программ с результатами экспериментов демонстрирует, что проблема получения достоверных результатов применительно к ступеням центробежных компрессоров все еще остается нерешенной. В ряде случаев получается довольно хорошее прогнозирование структуры потока и характеристик неподвижных элементов ступени. Но при этом некоторые предсказанные расчетом особенности течения в рабочих колесах не соответствуют действительности. В связи с указанными обстоятельствами коррекция формы проточной части на основе результатов расчета вязкого потока может и не обеспечить желаемых результатов. Таким образом, проблема проектирования и оптимизации центробежной ступени, несмотря на наличие коммерческих пакетов расчета вязких течений, остается до конца нерешенной. Поэтому дать достоверную информацию о характеристиках элементов проточной части и о структуре потока может только эксперимент.

В разделе 3 дано краткое описание экспериментального стенда, измерительных приборов. Также описаны контрольные сечения и измеряемые параметры.

В разделе 4 изучается вопрос возможности применения современных коммерческих программ расчета вязких течений для проектирования проточных частей центробежных компрессоров. Рассмотрена методика визуализации течения в элементах проточной части методом напыления порошкового красителя (работы Ю.Б. Галеркина, В.И. Зараева, В.П. Митрофанова и др.). Представлены результаты визуализации течения, полученные методом напыления порошкового красителя, в элементах проточной части модельных ступеней П028/575/37 и 048м с расчетными коэффициентами расхода $\Phi_p=0.028$ и $\Phi_p=0.048$. Для ступени 048м визуализация проводилась при коэффициенте расхода $\Phi=0.044$. Для ступени П028/575/37 визуализация проводилась на минимальном ($\Phi=0.0199$), максимальном ($\Phi=0.0474$) и близком к расчетному ($\Phi=0.0285$) режимах работы. Эксперименты проводились на стенде лаборатории кафедры КВХТ. Результаты эксперимента ступени П028/575/37 были сравнены с результатами расчета течения в этой же ступени по

программе FLUENT. Сравнение результатов расчета потока с результатами визуализации течения методом напыления в проточную часть порошкового красителя показало, что численная визуализация потока не показывает отрыва на основном диске РК на всех режимах работы ступени, тогда как порошковая визуализация показывает зону слабого напыления на основном диске на расчетном режиме. На покрывающем диске расчет и эксперимент дают схожие результаты на расчетном режиме и на режиме максимального расхода, отличие есть только в форме зоны отрыва на режиме максимального расхода. На режиме минимального расхода расчет не показывает отрыва на покрывающем диске, эксперимент показал узкую зону отрыва вдоль задней стороны лопатки. Порошковая визуализация не показывает отрыва потока на передней стороне лопатки РК на всех режимах, расчет по FLUENT показывает отрыв на режиме максимального расхода. На задней стороне лопатки эксперимент на всех режимах показывает зону отрыва потока, увеличивающуюся с уменьшением расхода. Расчет по FLUENT не показывает отрыва на задней стороне лопатки. На рисунках 1 и 2 штриховкой отмечены зоны отложения порошкового красителя в обратно-направляющем аппарате ступени П028/575/37, которые свидетельствуют о наличии отрыва потока в этих местах. Напыление производилось на режиме, близком к расчетному. Картина распределения скоростей потока в межлопаточном канале обратно-направляющего аппарата, полученная расчетом по FLUENT, хорошо согласуется с тем, что показывает эксперимент (рис.1,2). На передней стороне лопатки и на задней стенке обратно-направляющего аппарата результаты расчета по FLUENT также аналогичны картинам напыления, полученным порошковой визуализацией.

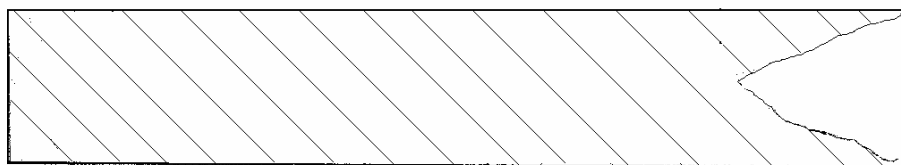


Рис.1. Отложение красителя на задней стороне лопатки ОНА ступени П028/575/37;
 $M_u=0.6$, $\Phi=0.0285$

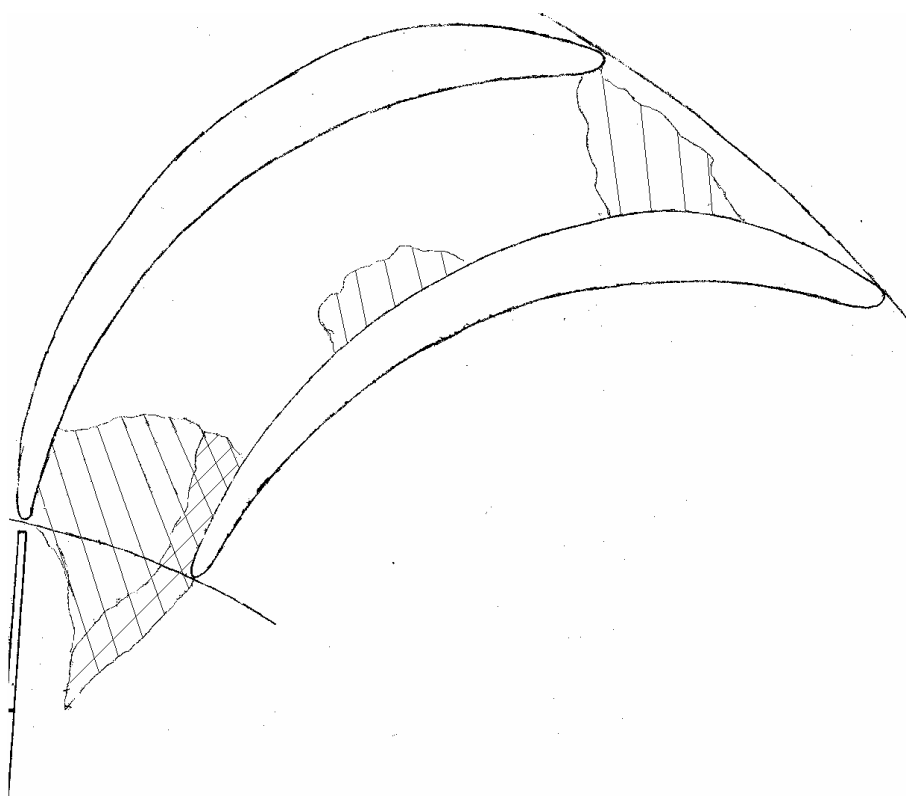


Рис.2. Отложение красителя на передней стороне ОНА ступени П028/575/37;
 $M_u=0.6$, $\Phi=0.0285$

Полученный результат еще раз подтверждает отмеченную ранее в обзоре состояния вопроса закономерность, что коммерческие программы дают результат, близкий к действительности для неподвижных элементов проточной части, но при этом показывают результат, противоречащий эксперименту для вращающихся рабочих колес.

В разделе 5 на основании анализа экспериментальных данных устанавливается связь между невязким квазитрехмерным распределением скоростей в колесе и оптимальным режимом работы, соответствующим минимуму коэффициента потерь колеса. Таким образом, окончательное уточнение всех размеров рабочего колеса становится возможным путем качественного анализа диаграмм поверхностных скоростей. Для того, чтобы рассчитанные диаграммы поверхностных скоростей на лопатках колеса можно было использовать при проектировании центробежных колес, следует знать, какое распределение скоростей соответствует минимуму потерь напора. С этой целью для ряда

центробежных колес рассчитаны зависимости коэффициента потерь колеса от коэффициента расхода. Для расхода, соответствующего минимуму коэффициента потерь, рассчитано невязкое квазитрехмерное распределение скоростей на лопатке. Исследованные рабочие колеса существенно различаются расчетными значениями коэффициентов расхода Φ_p и напора $\psi_{тp}$, втулочным отношением $\bar{D}_{вт}$ и др. Рабочие колеса испытывались при различных числах Маха $M_u = 0.6 \dots 0.756$.

На рис.3 представлены зависимости коэффициента потерь от расхода и результаты расчета невязкого квазитрехмерного обтекания лопаток для режима работы, соответствующего минимуму коэффициента потерь. Представленные на рисунках в диссертации данные позволяют отметить следующие закономерности:

- для тщательно спроектированных РК с относительно небольшим изменением условий обтекания (диаграмм скоростей) по высоте лопаток минимуму коэффициента потерь соответствует коэффициент расхода, при котором обтекание лопаточного аппарата близко к безударному на средней поверхности тока. Небольшие пики скоростей на задней поверхности лопаток (средняя поверхность) вызваны обтеканием входных кромок конечной толщины. На периферийной поверхности тока может иметь место небольшой отрицательный угол атаки, что даже улучшает условия обтекания;
- для менее тщательно спроектированных РК с заметным изменением условий обтекания (диаграмм скоростей) по высоте лопаток минимуму коэффициента потерь соответствует коэффициент расхода, при котором обтекание лопаточного аппарата соответствует значительному отрицательному углу атаки на периферии, и положительному углу атаки у основного диска. То есть, условие безударного входа выполняется в среднем по высоте лопаток;
- высоконапорные рабочие колеса имеют очень незначительную нагрузку на начальном участке. У низконапорных колес рабочих колес нагрузка на входном участке существенно больше, но при этом угол атаки остается равным нулю – пика скорости на задней стороне лопатки в районе входной кромки не наблюдается.

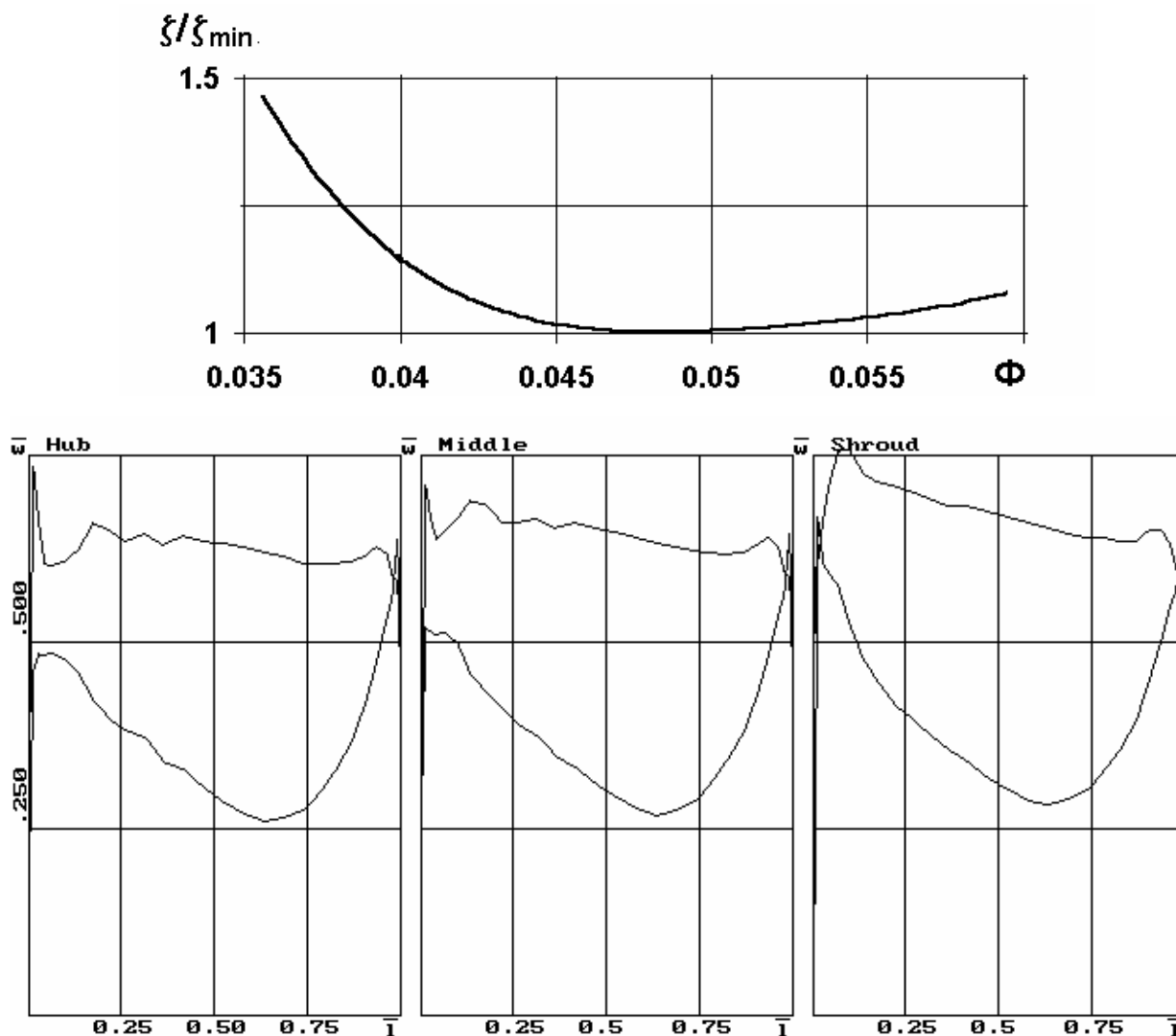


Рис.3. Зависимость коэффициента потерь РК 048м от расхода при $M_u = 0.6$ и невязкое распределение скоростей на оптимальном режиме работы ($\Phi = 0.048$) на трех поверхностях тока по высоте лопатки

В разделе 6 исследовано влияние формы выходной кромки лопатки РК на характеристики ступени. Варианты исполнения выходной кромки лопатки изображены на рис.4.

Для ряда ступеней выполнено сопоставление экспериментальных характеристик напора с характеристиками, полученными по результатам расчета невязкого квазитрехмерного обтекания колеса. Определено значение поправочного коэффициента K_m , учитывающего снижение напора за счёт эффектов вязкости, в сравнении с расчетом квазитрехмерного невязкого потока.

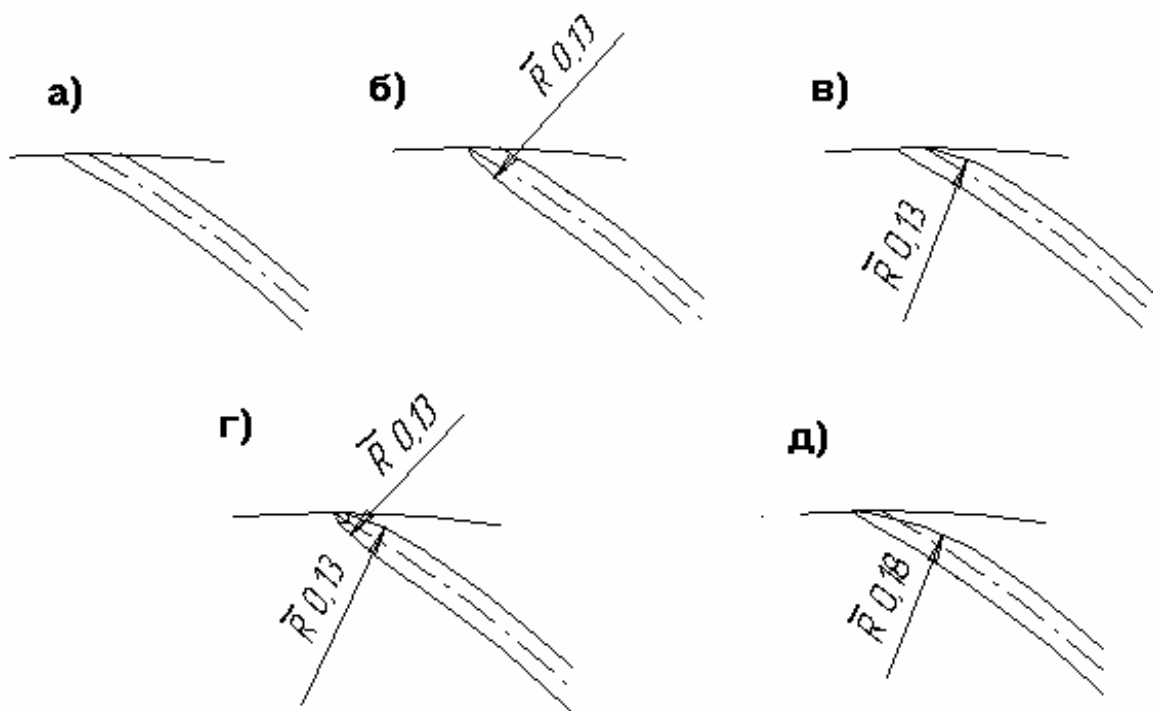


Рис.4. Варианты формы выходной кромки лопатки рабочего колеса:
 а – тупая; б – заостренная по задней поверхности лопатки до средней линии;
 в – заостренная по передней поверхности лопатки до средней линии; г –
 симметричная; д – заостренная по передней поверхности лопатки до задней
 поверхности.

На расчетном режиме и режимах меньше расчетного при тупой кромке K_M всех ступеней лежит в промежутке от 0.92 до 0.97. На режимах больше расчетного происходит резкое уменьшение K_M . При заострении выходной кромки лопатки по передней стороне наблюдается снижение коэффициента по сравнению с тупыми кромками. Так в области расчетного коэффициента расхода и меньше коэффициент K_M составляет от 0.84 до 0.91. При симметричной кромке в области расчетного режима и меньше K_M составляет 0.94÷0.96. С кромкой, заостренной с задней стороны, была испытана только одна ступень, для которой K_M составил 0.98 в области расчетного коэффициента расхода и 1.01 при расходах, меньше расчетного. Таким образом, полученные результаты дают возможность корректировки ψ_T на стадии доводки ступени.

Сделан анализ влияния формы выходной кромки на КПД ступени. Выявлено, что при заострении выходной кромки лопатки РК с передней стороны КПД ступени увеличивается на $1\div 2\%$.

В разделе 7 представлены данные модельных испытаний центробежных компрессорных ступеней с безразмерными параметрами, характерными для линейных и дожимных нагнетателей газоперекачивающих агрегатов. Показано, что при оптимальном проектировании различие в максимальном КПД ступеней с двумя типами диффузоров не столь велико, как это принято считать, или отсутствует вовсе у низконапорных ступеней. Ступени с низконапорными рабочими колесами и безлопаточными диффузорами демонстрируют присущее им преимущество в диапазоне производительности с устойчивой и экономичной работой. Преимущества безлопаточных диффузоров у ступеней с высоконапорными рабочими колесами, находящими применение в сменных проточных частях дожимных компрессоров, менее очевидны.

Экспериментальная проверка влияния типа диффузора на низконапорные ступени была произведена путем перепрофилирования ступени 048м с целью установки лопаточного диффузора.

Для того, чтобы на результат сопоставления не повлиял выбор числа лопаток ЛД (рекомендации по оптимальной густоте решеток ЛД достаточно расплывчаты), ступень испытывалась с тремя диффузорами, отличающимися числом лопаток: $Z_{ЛД} = 17, 13, 7$, что соответствовало густоте решеток $L/t_{ср} = 1.76, 1.34, 0.72$.

Газодинамические характеристики ступени 048м с БЛД и с тремя разными ЛД при условном числе Маха равном 0.6 представлены на рис.5 (результаты при $M_u = 0.7$ и 0.8 аналогичны).

Максимальный КПД вариантов ступени с БЛД и лучшего варианта с ЛД оказался одинаков. Среди ступеней с ЛД максимальный КПД получен при $Z_{ЛД} = 7$. Оптимальное число лопаток ЛД в данном случае соответствует величине $L/t_{ср}=0.72$ ($L/t_{ср\text{ опт}} = 1.8 - 2.2$ по рекомендациям В.Ф. Риса).

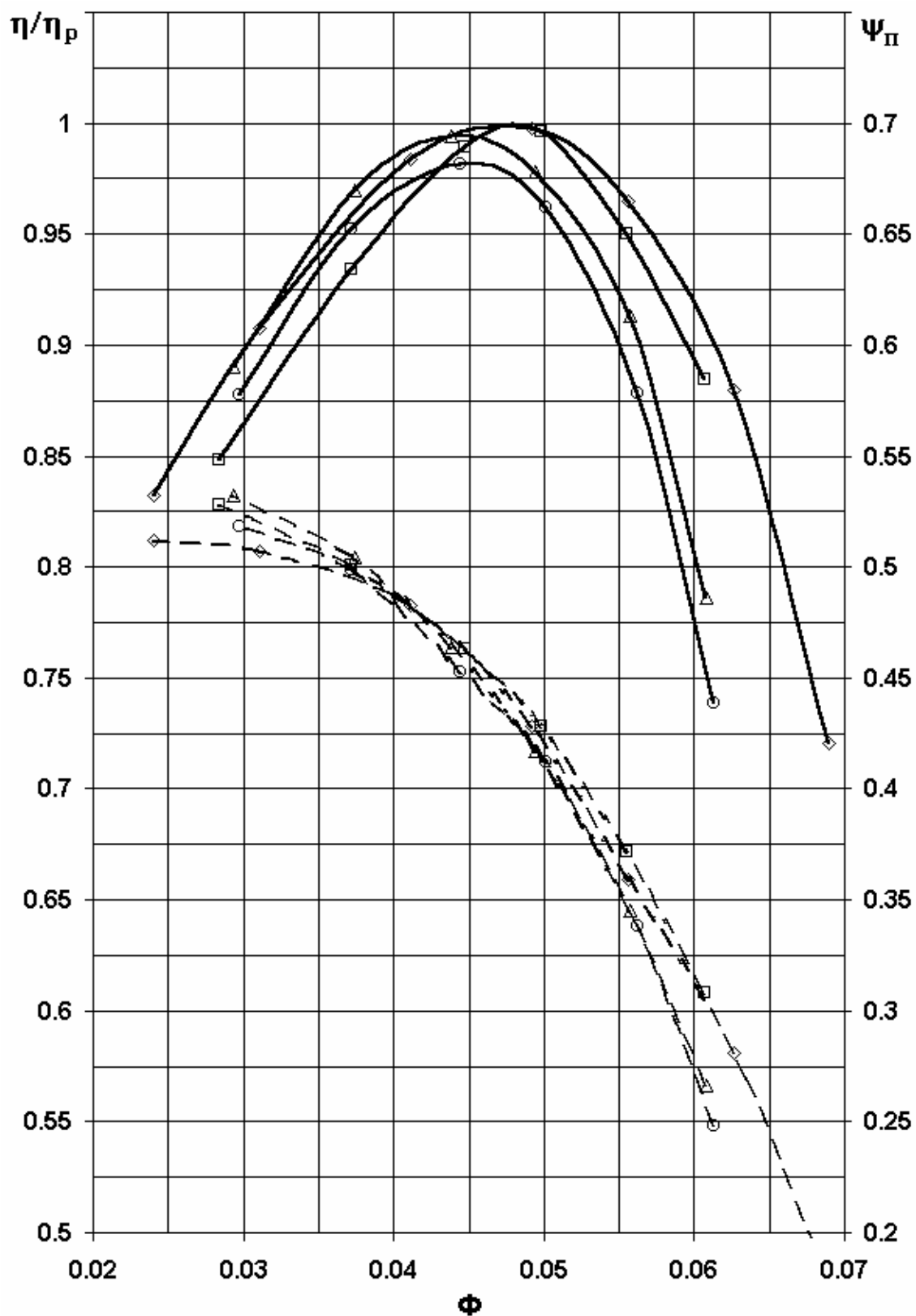


Рис.5. Газодинамические характеристики ступеней:
 \diamond – БЛД; \square – ЛД ($Z=7$); Δ – ЛД ($Z=13$); \circ – ЛД ($Z=17$).
 η/η_p – сплошная линия; ψ_π – пунктир

Экспериментальное исследование влияния типа диффузора на характеристики высоконапорной ступени было проведено на модельной ступени типа К101-1 с высоконапорным рабочим колесом, имевшим $\psi_T = c_{u2}/u_2 = 0.70$. Ступень испытывалась с БЛД и с двумя, отличающимися числом лопаток ЛД: $Z_{ЛД} = 16$ и 8 , что соответствовало густоте лопаточной решетки $L/t_{cp} = 1.11$ и 2.23 соответственно.

В случае высоконапорной ступени преимущества лопаточного диффузора над безлопаточным очевидны. На оптимальном режиме КПД проточной части с лопаточным диффузором примерно на 3% выше, чем с БЛД, причём ступень с $Z_{ЛД} = 16$ немного эффективнее ступени с $Z_{ЛД} = 8$. Данная закономерность проявляется не только на оптимальном расходе, но и на всех остальных режимах работы, кроме зоны больших расходов с $\Phi > 0.08$ для ЛД с числом лопаток $Z_{ЛД} = 16$ и $\Phi > 0.0825$ для ЛД с $Z_{ЛД} = 8$.

В разделе 8 представлены результаты экспериментальной доводки ступени П028/575/37 с расчетным коэффициентом расхода $\Phi_p = 0.028$ с учетом полученных в настоящей работе рекомендаций. Исходный вариант ступени имел относительную высоту лопаток на входе в обратно-направляющий аппарат $\bar{b}_5 = 0.0744$. При этом политропный КПД ступени составлял 0.78 (рис.6).

В результате визуализации потока методом напыления порошкового красителя в проточную часть при коэффициенте расхода $\Phi = 0.0285$ были обнаружены большие зоны отрыва в межлопаточном канале обратно-направляющего аппарата. Картина напыления красителя свидетельствовала о большом положительном угле атаки i_5 (по результатам обработки эксперимента $i_5 \approx 13^\circ$). После этого размер \bar{b}_5 был уменьшен до $\bar{b}_5 = 0.0447$, что в итоге привело к уменьшению угла атаки. В результате изменения \bar{b}_5 КПД ступени составил 0.8 (рис.6). Заострение выходной кромки лопатки по передней стороне (см. рис. 4д) привело к увеличению КПД ступени еще на 1% (рис. 6). Полученный КПД ступени 0.81 является хорошим результатом, учитывая, что ступень достаточно малорасходная и имеет большое втулочное отношение $\bar{D}_{вт} = 0.373$.

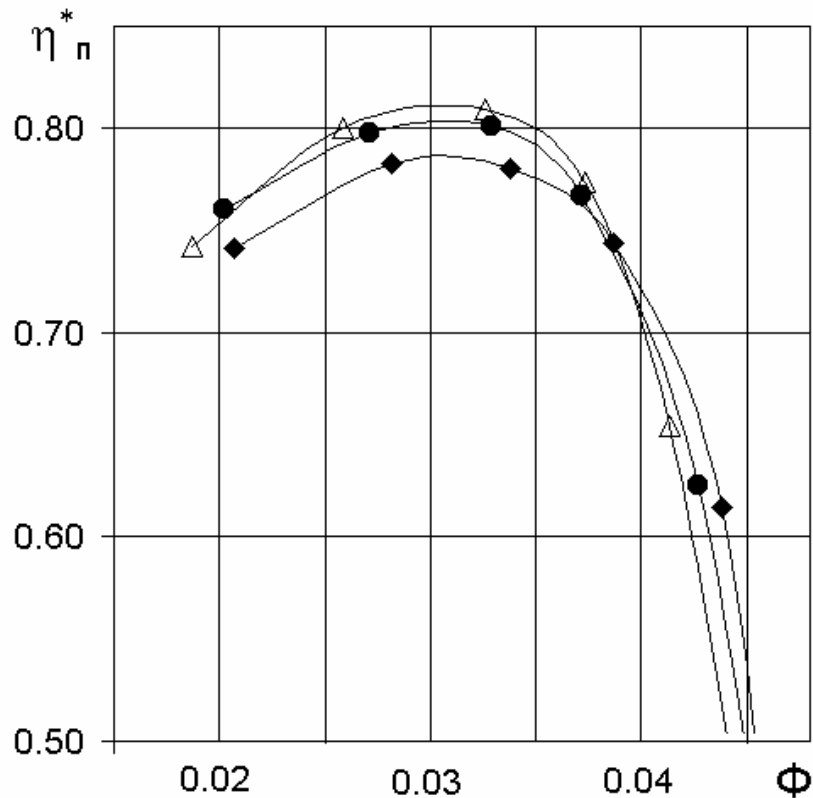


Рис.6. КПД ступени П028/575/37: ◆ - $\bar{b}_5 = 0.0744$, тупая выходная кромка лопатки РК; ● - $\bar{b}_5 = 0.0447$, тупая выходная кромка лопатки РК; △ - $\bar{b}_5 = 0.0447$, выходная кромка лопатки заострена с передней стороны

В разделе 9 кратко изложены основные результаты работы.

1. Сравнение результатов расчета потока по коммерческим программам расчета вязких течений с результатами экспериментальной визуализации течения показывает, что результаты расчета оказываются близкими к действительности для неподвижных элементов, но противоречат экспериментальным данным по рабочему колесу. Данное обстоятельство ограничивает применение коммерческих программ при проектировании проточных частей центробежных компрессоров. Таким образом, проектирование центробежных компрессорных ступеней по-прежнему должно базироваться на экспериментальных данных.

2. Для тщательно спроектированных РК с относительно небольшим изменением условий обтекания по высоте лопаток минимуму коэффициента потерь соответствует коэффициент расхода, при котором обтекание лопаточного аппарата близко к безударному на средней поверхности тока.

Для менее тщательно спроектированных РК с заметным изменением условий обтекания по высоте лопаток минимуму коэффициента потерь соответствует коэффициент расхода, при котором обтекание лопаточного аппарата соответствует значительному отрицательному углу атаки на периферии, и положительному углу атаки у основного диска. То есть, условие безударного входа выполняется в среднем по высоте лопаток.

Высоконапорные рабочие колеса имеют очень незначительную нагрузку на начальном участке. У низконапорных рабочих колес нагрузка на входном участке существенно больше, но при этом угол атаки остается нулевым.

3. Для рабочих колес различной напорности и расходности определена оптимальная форма выходной кромки лопатки РК. Показано, что наибольший КПД дает кромка, заостренная с передней стороны. В этом случае КПД ступени повышается на $1 \div 2\%$.

Для исследованных ступеней, имеющих разную форму выходной кромки РК, рассчитаны коэффициенты K_m , учитывающие уменьшение подводимого напора за счет эффектов вязкости газа. Полученные результаты можно будет использовать при проектировании ступеней с близкими параметрами путем выбора той или иной формы выходной кромки РК.

4. У ступеней с низконапорными РК при $\psi_T \leq 0.5 \div 0.55$ применение БЛД не является препятствием для получения максимального КПД, не уступающего КПД ступеней с ЛД, даже при малых радиальных размерах проточной части. Преимущества ступеней с БЛД в «запасе по помпажу» делает их использование в низконапорных ЦБН и СПЧ предпочтительным.

Применение низконапорных ступеней с ЛД с целью повышения КПД может быть целесообразным для концевых ступеней, коэффициент потерь в выходном устройстве которых больше, чем в ОНА (сужение зоны работы неизбежно). В данном случае целесообразно применение решеток с малой густотой $L/t_{cp} \approx 0.70$.

У ступеней с высоконапорными РК при $\psi_T \geq 0.65 \div 0.75$ применение БЛД препятствует получению максимального КПД, не обеспечивая преимуществ в зоне работы. Преимущества ступеней с ЛД в максимальном КПД делает их использование в высоконапорных ЦБН и СПЧ предпочтительным, так как не ведет к практически значимому сужению зоны работы. Сравнение характеристик

ступени с разным числом лопаток ЛД подтвердило правильность рекомендуемых значений оптимальной густоты решеток, однако, в случае необходимости, могут применяться и значительно более редкие решетки ($L/t_{cp} = 1.0$), без заметного отрицательного влияния на эффективность ступени.

5. С учетом полученных рекомендаций выполнена доводка ступени П028/575/37. КПД в расчетной точке повышен на 3% при снижении напора на 2%.

Публикации по теме диссертации.

1. Козаченко Л.И., Галеркин Ю.Б. Факторы, влияющие на погрешность определения коэффициента полезного действия при испытаниях моделей ступеней центробежных компрессоров//XXVII Неделя науки СПбГТУ. Ч.1: Материалы межвузовской научной конференции. - СПб.: Изд-во СПбГТУ. - 1999. - С.73-75.
2. Моторин В.Г., Галеркин Ю.Б., Козаченко Л.И. Экспериментальное исследование влияния геометрических параметров ступени центробежного компрессора на ее характеристики// XXXI Неделя науки СПбГТУ. Ч.II: Материалы межвузовской научной конференции. - СПб.: Изд-во СПбГТУ. - 2003. - С.84-85.
3. Галеркин Ю.Б., Козаченко Л.И., Митрофанов В.П., Зараев В.И., Прокофьев А.Ю. Сравнение эффективности центробежных компрессорных ступеней с лопаточными и безлопаточными диффузорами //Компрессорная техника и пневматика - 2004. - №2. – С.4-9.
4. Галеркин Ю.Б., Козаченко Л.И., Прокофьев А.Ю. Уточнение рекомендаций по оптимальному проектированию центробежных рабочих колес на основании анализа диаграмм поверхностных скоростей//Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: Тр. XIII Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. Т.1. - 15-17 сентября 2004г. – Сумы, 2004. – С.131-142.