

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Уральский федеральный университет  
имени первого Президента России Б.Н.Ельцина»

На правах рукописи

**Блинов Виталий Леонидович**

**РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПОВ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО  
ПРОФИЛИРОВАНИЯ ПЛОСКИХ РЕШЕТОК ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ  
ГТУ НА ОСНОВАНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ  
ОПТИМИЗАЦИИ**

05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук, профессор  
Бродов Юрий Миронович

Екатеринбург – 2015

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1. АНАЛИЗ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	12
1.1. Анализ характеристик ступеней осевых компрессоров газотурбинных установок и способы их дальнейшего совершенствования.....	12
1.2. Анализ методов профилирования плоских решеток осевых компрессоров.....	16
1.3. Методы расчетного исследования течений в проточной части осевых компрессоров.....	27
1.4. Принципы оптимизации лопаточного аппарата осевых компрессоров.....	36
1.5. Постановка задач исследования .....	43
ГЛАВА 2. ПОСТАНОВКА ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА.....	46
2.1. Численное исследование течения в плоских компрессорных решетках профилей.....	47
2.2. Численное исследование течения в ступени осевого компрессора .....	59
2.3. Численное исследование течения в осевом компрессоре натурной ГТУ .....	65
2.4. Выводы по главе.....	74
ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА ТОПОЛОГИИ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ ЕЕ ФОРМЫ.....	76
3.1. Построение параметрической модели профиля, ее физическое обоснование и выбор переменных оптимизации.....	76
3.2. Разработка автоматизированного алгоритма профилирования на основании предложенной топологии .....	83
3.3. Разработка автоматизированного алгоритма аппроксимации исходного профиля произвольной формы на основании предложенной топологии ....	92

3.4. Выводы по главе.....	98
ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА СХЕМЫ И РЕАЛИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА АВТОМАТИЧЕСКОЙ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ФОРМЫ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ.....	100
4.1. Разработка схемы автоматической оптимизации формы профиля лопатки .....	100
4.2. Сравнительный анализ применения различных подходов к параметризации модели профиля при решении оптимизационных задач..	105
4.3. Оптимизация формы профиля лопатки на одном режиме течения....	112
4.4. Исследование вариантов постановки задачи многорежимной многокритериальной оптимизации .....	116
4.5. Выводы по главе.....	124
ГЛАВА 5. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКА ОСНОВНЫХ ПРИНЦИПОВ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ВЫСОКОНАПОРНЫХ СТУПЕНЕЙ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ .....	127
5.1. Область выполненных задач оптимизации плоских решеток профилей в исследуемом диапазоне входных параметров.....	127
5.2. Разработка основных принципов профилирования высоконапорных ступеней ОК на основании анализа полученных результатов .....	130
5.3. Апробация разработанных принципов параметрического профилирования .....	140
5.4. Выводы по главе.....	145
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	147
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ .....	153
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	156
ПРИЛОЖЕНИЕ .....	168

## ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день газотурбинные установки и двигатели получили широкое распространение во многих отраслях промышленности, например, в качестве двигателей летательных аппаратов (авиационная и космическая техника), привода электрического генератора (электроэнергетика) и технологических машин (химическая, нефтегазовая отрасли). Одним из ключевых факторов, определяющим эффективность работы ГТУ, является качество проектирования проточной части осевого компрессора и турбины. Несмотря на то, что течение в осевых турбомашинах в общем случае является пространственным, большое значение имеет рассмотрение упрощенной модели течения в плоских межлопаточных каналах.

В настоящее время отмечается тенденция к повышению нагруженности отдельных элементов турбомашин. Так, одним из основных направлений в области совершенствования осевых компрессоров является создание высоконапорных ступеней.

Проектирование лопаточного аппарата осевого компрессора заключается в определении формы профилей лопаток направляющих и рабочих венцов. Задача подбора профиля лопатки на каждом радиусе для заданных треугольников скоростей сводится к расчёту ряда плоских компрессорных решёток, обеспечивающих требуемое отклонение потока при минимальных коэффициентах потерь.

Первые ступени осевых компрессоров современных газотурбинных двигателей по большей части выполняются транс- и сверхзвуковыми. Тогда как, промежуточные и последние ступени остаются дозвуковыми, что обуславливает широкий интерес к их дальнейшему совершенствованию. Традиционный метод профилирования лопаточного аппарата осевых компрессоров состоит в использовании хорошо известных семейств профилей, например, профилей серии С или НАСА-65, а также двухдуговых и многодуговых профилей. С развитием современных вычислительных технологий появилась возможность разрабатывать

профиль с произвольным изменением изгиба и толщины для обеспечения оптимального распределения скоростей.

Использование современных вычислительных комплексов для численного решения уравнений Навье-Стокса позволяет проводить неограниченное количество численных экспериментов с различными конструктивными решениями, заменяя тем самым дорогостоящие натурные испытания. Быстрый рост возможностей вычислительной техники также позволяет сократить затраченные на это время и средства. Становится возможным в короткие сроки осуществлять подбор оптимальных вариантов профилей, удовлетворяющих повышенным требованиям, как по эффективности, так и по уровню нагрузки ступеней осевого компрессора, за счет применения методов вычислительной газовой динамики (CFD) совместно с современными алгоритмами многокритериальной оптимизации. В таком подходе геометрическая модель профиля пера лопатки должна задаваться параметрическим способом. Изменяя параметры модели можно получить оптимальную форму пера лопатки, которая будет удовлетворять поставленным аэродинамическим или прочностным требованиям. Одним из основных вопросов в данном случае является выбор оптимального подхода к построению подобной геометрической модели профиля (топологии).

Результаты указанного подхода могут использоваться для разработки принципов профилирования, основанных на решении обратной задачи газодинамики, и должны сводиться к построению наиболее оптимальной топологии профиля лопаток осевого компрессора и определению характерных коэффициентов и зависимостей геометрии профиля от параметров потока. Это позволит существенно сократить затраты и повысить эффективность процессов проектирования и модернизации лопаточного аппарата компрессора на любой стадии его жизненного цикла.

В этой связи актуальность работы, определяющая её цели и задачи, заключается в разработке принципов параметрического профилирования плоских

решеток осевых компрессоров на основе результатов многокритериальной оптимизации.

**Цель работы:** разработать принципы параметрического профилирования плоских решеток осевых компрессоров ГТУ на основании результатов многокритериальной оптимизации. Для достижения указанной цели поставлены и решены следующие **задачи:**

- исследованы характерные особенности существующих методов профилирования плоских компрессорных решеток и определены диапазоны изменения основных параметров ступени ОК;

- поставлена задача расчетного исследования работы лопаточного венца ОК на основе численного решения системы уравнений Навье-Стокса в трехмерной постановке и проведена верификация разработанной модели по данным экспериментальных продувок плоских компрессорных решеток;

- разработаны рекомендации по выбору топологии профиля пера лопатки и предложена его параметрическая модель;

- разработан подход к автоматической многокритериальной оптимизации плоской компрессорной решетки профилей и предложены практические рекомендации по выбору критериев, ограничений и переменных оптимизации плоского профиля лопатки осевого компрессора на основании сравнительного анализа решенных задач различной постановки;

- проведена оптимизация плоской компрессорной решетки профилей в широком диапазоне параметров потока с выявлением характерных зависимостей между оптимальными геометрическими и аэродинамическими характеристиками решетки;

- сформулированы принципы параметрического профилирования высоконапорных ступеней осевых компрессоров;

- предложен и апробирован алгоритм практического применения разработанных принципов параметрического профилирования плоских решеток осевых компрессоров при аэродинамическом совершенствовании проточной части ОК натурной ГТУ.

**Научная новизна работы** определяется тем, что:

1. Предложен и физически обоснован новый подход к параметрическому проектированию (новая топология) плоского профиля пера лопатки осевого компрессора, адаптированный для оптимизации его формы.
2. Разработана и обоснована схема автоматической оптимизации; определены необходимые и достаточные критерии, ограничения и переменные при решении задач многокритериальной оптимизации плоского профиля лопатки осевого компрессора.
3. Поставлена задача оптимизации формы профиля лопатки ОК при независимом задании кривизны стороны сжатия и разряжения, что позволило исследовать множество вариантов формы, в том числе профили со значительным утолщением на входе, профили с двойным утолщением и другие. Представлен качественный анализ различных вариантов постановки задачи оптимизации профиля на одном и нескольких режимах работы.
4. Предложено семейство оптимальных профилей для различных параметров потока. Описан алгоритм выбора параметров искомого профиля на основании полученного семейства.
5. Получены аналитические зависимости определяющих параметров профиля в соответствии с предложенной топологией от требуемых параметров потока в широком диапазоне чисел Маха, углов поворота и максимальной толщины профиля. Сформулированы принципы параметрического профилирования плоских компрессорных решеток.

**Достоверность и обоснованность результатов** определяется:

- использованием в процессе выполнения работы наиболее современных апробированных и научно-обоснованных программ, методик численного трёхмерного расчета течений в лопаточных аппаратах турбомашин и программных комплексов многокритериальной оптимизации;
- хорошим совпадением экспериментальных данных продувок плоских компрессорных решеток с результатами численного моделирования;
- совпадением полученных результатов с опытными данными и теоретическими представлениями других авторов по теме исследования;
- результатами испытаний натурной ГТУ с лопатками осевого компрессора, спроектированными с применением разработанных принципов.

**Практическая значимость работы** заключается в следующем:

1. Разработан автоматизированный алгоритм построения параметрической модели профиля пера лопатки на основании предложенной топологии.
2. Разработан автоматизированный алгоритм аппроксимации существующих профилей с целью построения их параметризованной модели согласно предложенной топологии.
3. Представлены рекомендации по постановке задачи многокритериальной оптимизации плоской компрессорной решётки, которые могут быть использованы при проектировании, доводке и модернизации осевых компрессоров.
4. Получено семейство оптимальных профилей с известными характеристиками для различных параметров потока, пригодных к применению при проектировании новых компрессоров.
5. Предложены и апробированы мероприятия по аэродинамическому совершенствованию лопаточного аппарата ОК натурной ГТУ стационарного типа.

**Реализация результатов работы.** Результаты, представленные в работе, использованы при разработке новой конструкции направляющего аппарата ступени осевого компрессора натурной ГТУ.

Ряд полученных результатов используются в ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н.Ельцина» в учебном процессе подготовки специалистов, бакалавров и магистров по направлению «Энергетическое машиностроение» по профилю «Газотурбинные, паротурбинные установки и двигатели»

**Автор защищает:**

1. Специальный способ параметрического описания геометрии (топология) профиля лопатки ОК для постановки задач оптимизации и его физическое обоснование.
2. Автоматизированный алгоритм (программный код) профилирования лопатки на основании предложенной топологии профиля с последующей его интеграцией с программным комплексом Ansys; автоматизированный алгоритм аппроксимации исходного профиля произвольной геометрии согласно разработанной топологии.
3. Схему автоматической многокритериальной оптимизации лопаточного аппарата турбомашин с использованием предложенных алгоритмов и коммерческих пакетов.
4. Результаты решения задач многокритериальной оптимизации профиля пера лопатки осевого компрессора и их анализ.
5. Принципы параметрического профилирования плоских решеток ОК на основании результатов многокритериальной оптимизации.
6. Результаты апробации данных исследования при совершенствовании ОК натурной ГТУ.

**Апробация результатов работы.** Основные результаты исследований, изложенные в диссертации, были представлены на:

- Всероссийской научной конференции молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации.» (Новосибирск, 2012 г.);
- XXXXII Всероссийском симпозиуме по механике и процессам управления (Миасс, 2012 г.);
- LX научно-технической сессии РАН по проблемам газовых турбин и парогазовых установок «Научно-технические проблемы проектирования и эксплуатации наземных объектов с газотурбинными и парогазовыми установками» (Казань, 2013 г, диплом второй степени V конкурса молодых научных сотрудников и конструкторов);
- Международной научно-практической конференции Energy Quest 2014 «Energy Production and Management in the 21st Century» (Екатеринбург, 2014 г.);
- XV Всероссийской научно-технической конференции «Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации» (Пермь, 2014 г.);
- 59-й Международной ежегодной технической конференции и выставке по газовым турбинам ASME Turbo Expo 2014 (Dusseldorf, Germany, 2014 г.);
- IX Международном симпозиуме по фундаментальным и прикладным проблемам науки (Миасс, 2014 г.);
- LXI научно-технической сессии РАН по проблемам газовых турбин и парогазовых установок «Научные и практические проблемы использования достижений авиа двигателестроения в наземных ГТУ» (Пермь, 2014 г.).

**Публикации.** Основные положения и выводы изложены в 12 печатных работах, в том числе *в четырех публикациях в научных журналах, включенных в перечень рецензируемых научных изданий, определенного ВАК*, и в двух публикациях в научных сборниках, входящих в международную базу цитирования Scopus.

**Личный вклад автора** заключается в научно-техническом обосновании поставленных целей и задач исследования, разработке топологии профиля лопатки осевого компрессора и программных кодов на ее основе, постановке и проведении расчётных и оптимизационных исследований, направленных на выполнение поставленных задач; в обработке и анализе полученных данных, непосредственном участии в апробации результатов исследований и испытании усовершенствованного ОК натурной ГТУ; в разработке рекомендаций для инженерной практики по аэродинамическому совершенствованию ступеней ОК ГТУ; в подготовке публикаций по выполненной работе.

**Структура и объем диссертации.** Квалификационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы из 117 наименований и приложения. Весь материал изложен на 167 страницах машинописного текста, содержит 60 рисунков, 11 таблиц.

# 1. АНАЛИЗ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

## 1.1. Анализ характеристик ступеней осевых компрессоров газотурбинных установок и способы их дальнейшего совершенствования

Основными параметрами, характеризующими работу компрессора, являются расход воздуха через компрессор  $G$ , степень повышения давления  $\pi_k$ , КПД компрессора. За последние несколько десятков лет наблюдается тенденция повышения экономичности ОК, но еще в большей мере степени повышения давления в компрессоре. На расчетном режиме работы адиабатный КПД  $\eta_{ад}$  для ступени осевого компрессора может составлять 0,89-0,92, а для компрессора в целом 0,85-0,87 [20, 37, 38, 39, 55, 64, 85]. Поскольку по величине адиабатного КПД сложно судить о потерях напора в ступени и в компрессоре в целом, то предпочтительней использовать политропный КПД компрессора  $\eta_{пол}$  [20]. Численное значение адиабатного КПД всегда меньше политропного, и разница между ними увеличивается с увеличением степени повышения давления в компрессоре. Стоит сказать, что КПД ступени в значительной степени зависит от коэффициентов расхода и напора. Степень повышения давления в компрессорах современных наземных ГТУ простого цикла может достигать 30-35, а в авиационных двигателях - 40-45 и более. Для дозвуковых ступеней она составляет 1,1-1,3, для транс и сверхзвуковых - 1,4-2,0. Выбор оптимальной степени сжатия является одним из необходимых направлений оптимизации параметров ГТУ и зависит от многих факторов: назначения установки, размерности, режимов эксплуатации [37, 55, 64].

Важным кинематическим параметром ступени осевого компрессора, ограниченным прочностью лопаток и дисков рабочего колеса, а так же газодинамическими соображениями, является окружная скорость на периферийном диаметре  $u_H$ , величина которой достигает 300-500 м/с для компрессоров авиационных ГТД и 200-350 м/с для стационарных осевых компрессоров. Повышение окружной скорости позволяет увеличить расход рабочего тела через компрессор. Еще одним важным параметром является осевая

составляющая скорости на среднем диаметре, определяющая объемный расход воздуха при заданном значении площади проходного сечения на входе в рабочее колесо. Ее величина изменяется в широких пределах от 80-100 м/с до 200-230 м/с в зависимости от типа ступени, занимаемого ею места в компрессоре и его назначения [38, 55, 64].

Диапазон максимально допустимых чисел Маха потока в компрессорах весьма широк. КПД с увеличением числа Маха падает. В многоступенчатых компрессорах на периферии лопаток рабочих колес первых ступеней числа Маха могут достигать 1,4. При этом с увеличением числа Маха сужается диапазон бесрывной работы компрессора. Первые ступени осевых компрессоров современных газотурбинных установок по большей части выполняются транс- и сверхзвуковыми. Промежуточные и последние ступени при этом остаются дозвуковыми.

Подведенная в ступени работа зависит от расхода рабочего тела. Коэффициент расхода  $\varphi$  для осевых компрессоров ГТУ находится на уровне 0,3-0,9 [38, 39, 64]. Коэффициент расхода определяется по следующей зависимости:

$$\varphi = \frac{c_a}{u_n}, \quad (1.1)$$

где  $c_a$  – осевая составляющая абсолютной скорости на среднем диаметре,  $u_n$  – окружная скорость на периферийном диаметре.

Коэффициент расхода влияет на угол атаки на лопатках первого рабочего колеса и последующего венца. Угол атаки является одним из основных параметров, определяющих характеристики лопаточного венца.

Еще одним важным параметром является коэффициент напора  $\psi$  – отношение работы ступени  $h_{ст}$  к квадрату средней окружной скорости  $u_{ср}$ :

$$\psi = \frac{h_{ст}}{u_{ср}^2}, \quad (1.2)$$

Его значения находятся в пределах от 0,2-0,3 (низконагруженные ступени) до 0,45-0,7 (высоконагруженные / высоконапорные ступени) [38, 55].

С годами прослеживается тенденция повышения нагруженности ступеней осевых компрессоров (Рисунок 1.1.), что обусловлено в общем случае стремлением уменьшить количество ступеней, и, следовательно, размеры и массу установки в целом, что приведет к снижению стоимости ее производства и ремонта.

На основе проведенного оценочного анализа параметров осевых компрессоров некоторых ГТУ построены зависимости коэффициента напора, коэффициента расхода и политропного КПД, показанные на рисунках 1.2 и 1.3. Анализ проводился на основании данных, приведенных в открытых источниках.

На рисунке 1.2 представлены зависимости коэффициента напора и политропного КПД ОК. Видно, что с увеличением нагруженности ступеней КПД компрессора снижается. Коэффициенты напора показаны для трех сечений первых и последних ступеней и увеличиваются от периферии к корню. Стоит отметить достаточно высокую нагрузку ступеней осевых компрессоров ГТУ типа MS5002E (входит в состав ГПА Ладога 32) и ГТК-10-4. Из рисунка 1.3 видно, что более высоким значениям коэффициента напора соответствуют более высокие значения коэффициента расхода. Коэффициенты расхода имеют большие значения для первых ступеней.

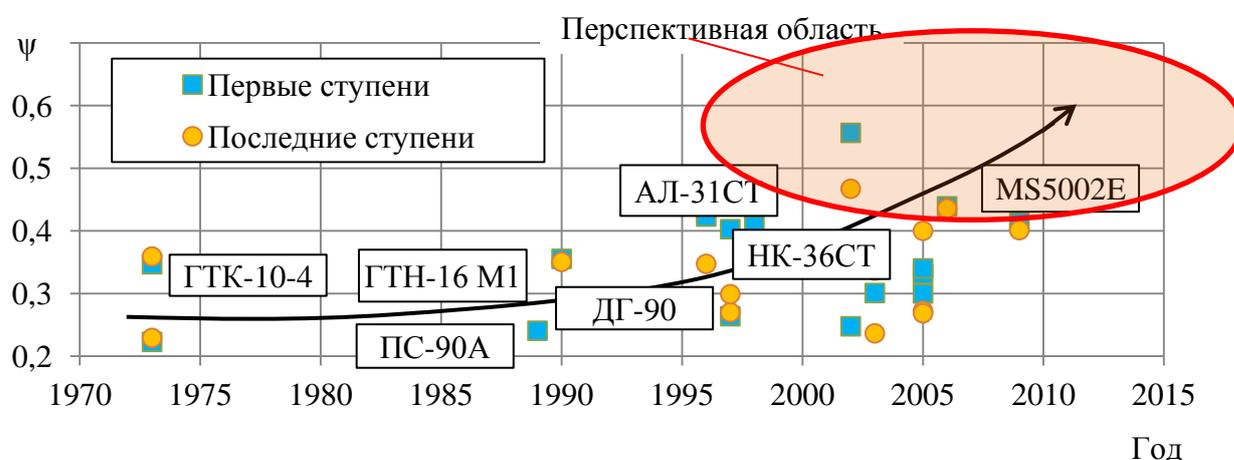
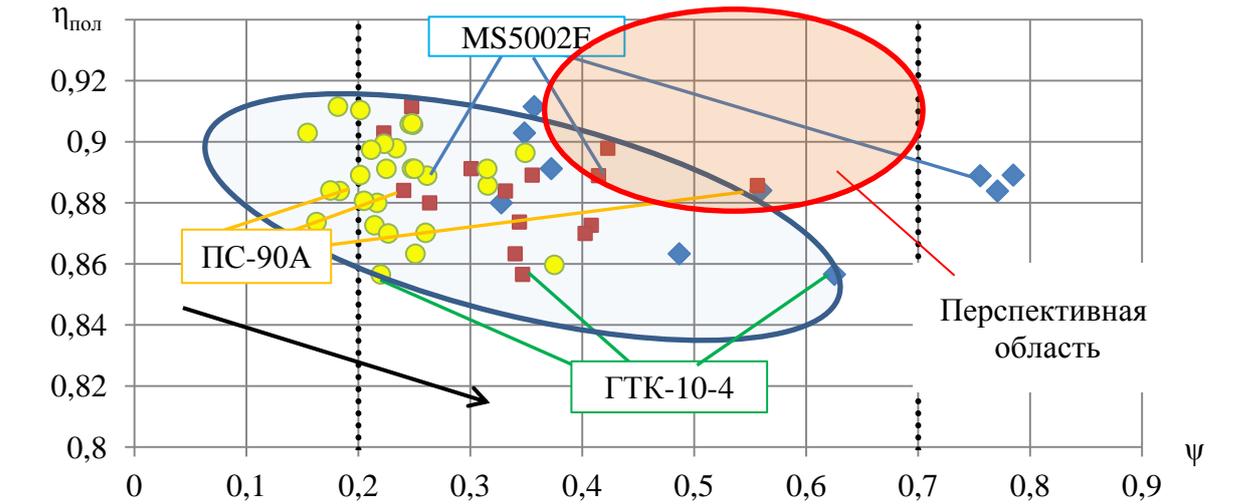
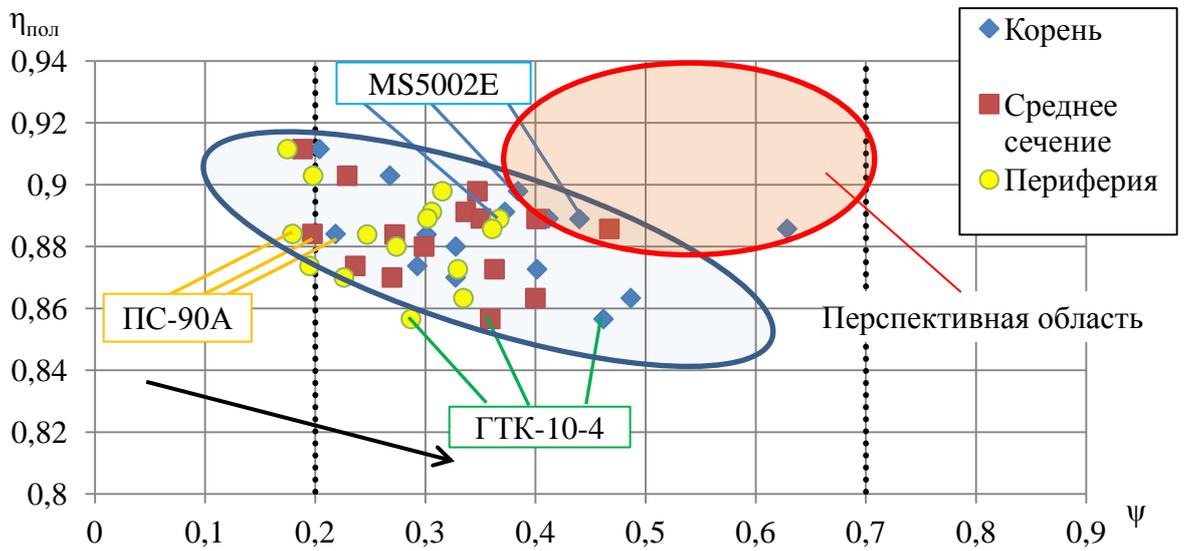


Рисунок 1.1 – Тенденция повышения коэффициента напора ступеней ОК некоторых существующих ГТУ (на среднем сечении)



а.



б.

Рисунок 1.2 – Графики зависимости коэффициента напора первых (а) и последних (б) ступеней и политропного КПД ОК для некоторых существующих ГТУ

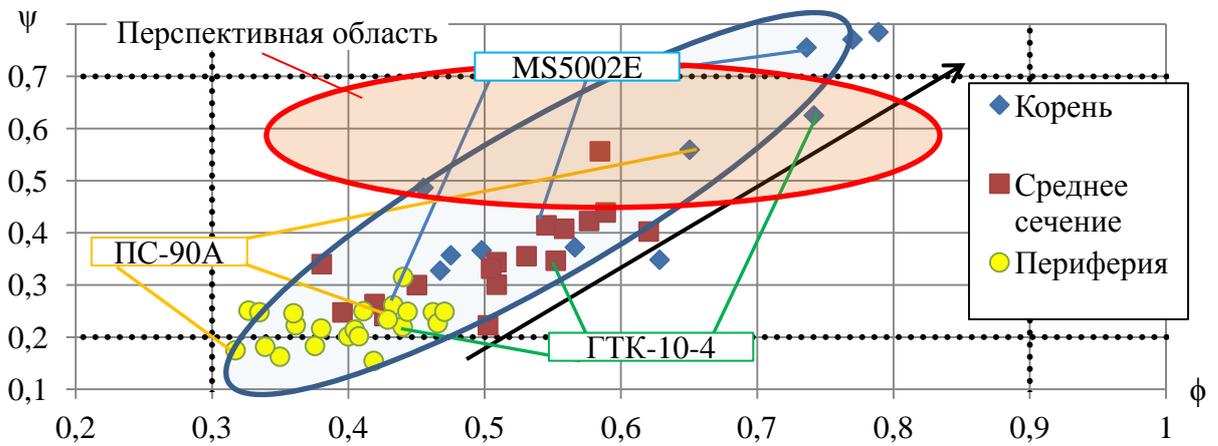


Рисунок 1.3 – Графики зависимости коэффициента напора и коэффициента расхода для первых ступеней ОК некоторых существующих ГТУ

Из представленного анализа видно, что перспективным направлением в области совершенствования проточной части ОК является создание более экономичных высоконапорных ступеней. Один из способов повышения напорности ступени заключается в увеличении угла поворота потока в межлопаточном канале. При этом большим углам поворота соответствуют большие потери в компрессорных решетках. Поэтому при проектировании компрессора большое значение имеет рассмотрение модели течения в плоских межлопаточных каналах [20, 39, 64].

## **1.2. Анализ методов профилирования плоских решеток осевых компрессоров**

Исследования, связанные с анализом течения жидкости или газа, делятся на две крупные задачи [28, 29, 40, 46, 57, 59, 63]. Первая задача сводится к определению параметров потока, протекающего в рамках существующих ограничений, таких как геометрические контуры каналов, термодинамические граничные условия на входной, выходной и ограничивающих поверхностях. Это называется прямой задачей аэродинамики. Проблемы, связанные с обеспечением заданных параметров течения за счет проектирования каналов с соответствующими геометрическими контурами, относятся к обратной задаче аэродинамики. При проектировании компрессорной ступени в качестве объектов вычисления для обратной задачи выступают формы профилей лопаток, длины хорд, густоты решеток. Решение такой задачи принято называть профилированием.

Профилирование лопаточного аппарата является ключевым этапом проектирования осевого компрессора. При профилировании стремятся, чтобы полученный профиль обеспечивал требуемый угол поворота потока в канале соответствии с треугольниками скоростей при наименьших потерях полного давления в как можно более широком диапазоне расходов.

### 1.2.1. Двухмерное течение в плоской решетке профилей

Течение в плоской решетке является приближенной моделью реального течения в лопаточном венце, и пренебрежение его пространственным характером может привести к ошибкам. Направление потока на выходе из канала и повышение статического давления в нем зависят от геометрических параметров решетки, параметров входного потока (особенно его направления) и от всего течения в венце. В некоторой степени на характер течения оказывают влияние соседние лопаточные венцы. Следовательно, проектирование решетки заключается в выборе формы профиля, соответствующего течению с учетом потока в соседних каналах и сечениях лопатки.

Геометрическими параметрами (Рисунок 1.4) поверхности двумерного течения между лопатками являются: угол установки профиля  $\gamma$ , густота решетки  $t/b$ , угол изгиба профиля  $\epsilon$ , форма средней линии профиля, относительная толщина профиля  $c_{\max}/b$ , распределение толщины. Основными аэродинамическими параметрами течения в решетке являются угол входа потока, число Маха на входе и число Рейнольдса. Также важным параметром является отношение осевых скоростей на выходе и входе в решетку, изменение которого оказывает существенное влияние на пограничный слой на поверхности профиля [39].

При проектировании проточных частей осевых компрессоров необходимые для конструирования исходные данные представляются в виде графических зависимостей, показывающих изменение угла поворота потока и потерь полного давления в лопаточном венце при изменении угла потока на входе в венец для различных углов установки профилей, густоты решетки, чисел Маха и Рейнольдса. Для получения подобной информации проводятся экспериментальные продувки плоских решеток профилей. Среди отечественных исследователей, проводивших такие эксперименты, можно отметить работы А.И. Бунимовича, А.П. Комарова, С.А. Довжика [10, 11, 12, 30, 42, 43].

В зарубежной практике такие работы проводились в исследовательском центре НАСА, в Лаборатории им. Уиттла в Кэмбридже [25, 39, 99, 104, 105].

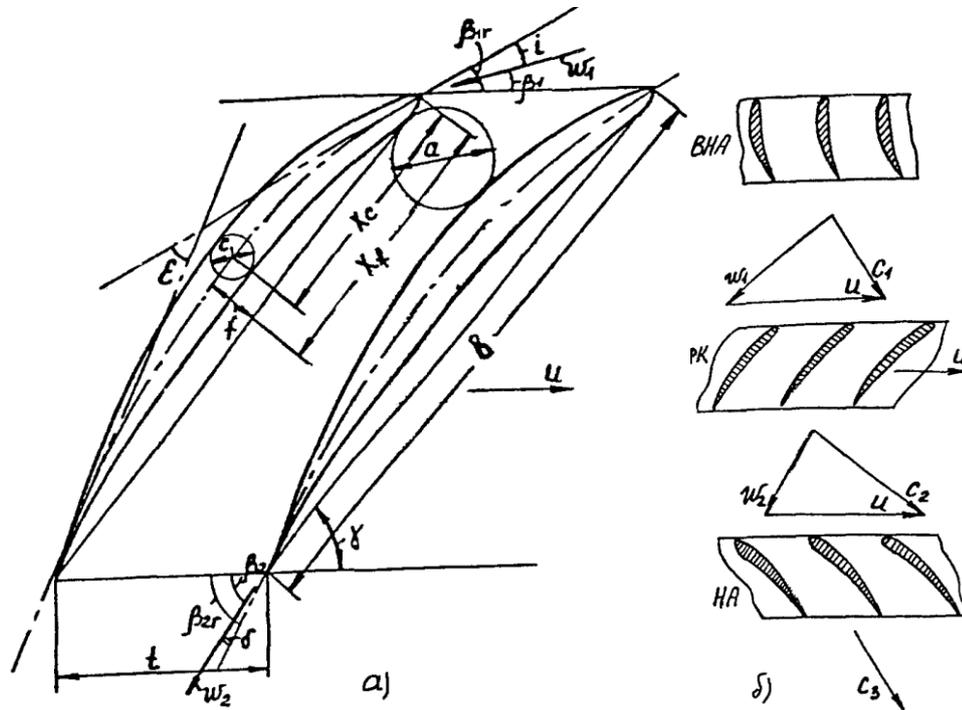


Рисунок 1.4 – Геометрические параметры решеток профилей рабочих лопаток (а) и ступень осевого компрессора со степенью реактивности –  $\rho_k = 0,5$  (б):

$b$  - хорда профиля;  $f$  – максимальная стрела прогиба;  $c_{max}$  – максимальная толщина профиля;  $\varepsilon$  – угол изгиба профиля;  $t$  – шаг решетки;  $\gamma$  – угол установки профиля;  $a$  – горло решетки;  $\beta_{1Г}$ ,  $\beta_{2Г}$  – геометрические (лопаточные) углы обтекания потоком решетки на входе и выходе из венца соответственно;  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  – углы входа и выхода потока;  $i$  – угол атаки;  $\delta$  – угол отставания потока;  $w$  – относительная скорость;  $c$  – абсолютная скорость;  $u$  – окружная скорость

В процессе обтекания лопаток возникают потери полного давления. Коэффициент потерь представляется в следующем безразмерном виде:

$$\zeta_1 = \frac{P_1^* - P_2^*}{P_1^* - P_1}, \quad (1.3)$$

где  $P_1^*$ ,  $P_1$  и  $P_2^*$  – полное и статическое давления на входе в решетку и полное давление на выходе из нее соответственно.

Для лопаточного венца, работающего вблизи оптимального режима при низких числах Маха, потери полного давления невелики. Для различных семейств профилей нет существенных различий в величине потерь, пока число Маха не становится слишком высоким. Профили с предписанным распределением

скорости (суперкритические или профили с откорректированной диффузорностью) позволяют уменьшить потери примерно на 20-30%. Величина потерь при проектировании профилей обычно не является самым важным показателем. Наиболее важно обеспечить заданный угол выхода потока.

### 1.2.2. Выбор параметров плоских решеток

Практика проектирования проточных частей осевых компрессоров подтвердила справедливость гипотезы плоских сечений, в соответствии с которой задача подбора решеток компрессорного венца для заданных треугольников скоростей сводится к расчету ряда плоских компрессорных решеток, обеспечивающих требуемое отклонение потока при малых коэффициентах потерь [39]. Эффективность компрессорных решеток ограничена вследствие нарастания и отрыва пограничных слоев с поверхности разряжения лопатки. На рост пограничного слоя на поверхности лопаток оказывают влияние многие факторы: значение числа Маха на входе в решетку, число Рейнольдса, распределение скорости вдоль поверхности лопатки, турбулентность и нестационарность основного потока, шероховатость поверхности. Существует множество методов расчета, позволяющих определить уровень потерь в лопаточной решетке и ограничение угла поворота потока.

Основываясь на данных экспериментальных продувок А. Хауэлл [29, 39, 99] предложил способ выбора параметров плоских решеток, который можно назвать классическим. Хауэлл установил, что на номинальные углы поворота потока в различных компрессорных решетках ключевое влияние оказывают густота решетки, номинальный угол выхода потока и число  $Re$ . При этом зависимость от числа Рейнольдса незначительна, если значение  $Re > 3 \times 10^5$ .

На рисунке 1.5а показана аэродинамическая характеристика плоской решетки. Представлены зависимости угла поворота потока от угла атаки, эквивалентный этой величине коэффициент подъемной силы и характеризующий потери напора коэффициент силы профильного сопротивления соответственно:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \beta_2 - \beta_1, \\ c_a &= \frac{R_a}{0,5\rho w_{cp}^2 b}, \\ c_w &= \frac{R_w}{0,5\rho w_{cp}^2 b}, \end{aligned} \quad (1.4)$$

Угол атаки представляется как разность между углом наклона касательной к средней линии профиля на входной кромке и углом входа потока в относительном движении:

$$i = \beta_{1r} - \beta_1 \quad (1.5)$$

За расчетный угол атаки по мнению Хауэлла желательно выбирать такой, который соответствует углу поворота потока, равному 80% от максимального.

Для плоской решетки, характеристика которой представлена на рисунок 1.5а, при положительном угле атаки примерно в  $6,5^\circ$  на спинке профиля возникает срыв потока, что приводит к снижению подъемной силы и угла поворота потока. У турбокомпрессоров этот режим соответствует максимальному отношению давлений и минимально допустимому расходу. При дальнейшем снижении расхода компрессор теряет газодинамическую устойчивость, и может произойти помпаж. У представленной на рисунке 1.5 характеристики номинальный угол поворота соответствует  $25,5^\circ$  при угле атаки около  $-6^\circ$ . Видно, что данный режим достаточно удален от критического, а коэффициент силы профильного сопротивления практически минимален. Для решетки с такой характеристикой приемлемым является выбор номинального режима в качестве расчетного.

На рисунке 1.5б представлена так называемая диаграмма номинальных режимов Хауэлла [39, 99]. Она показывает, что для рационально спрофилированных решеток номинальный угол поворота зависит от выходного угла потока и густоты решетки.

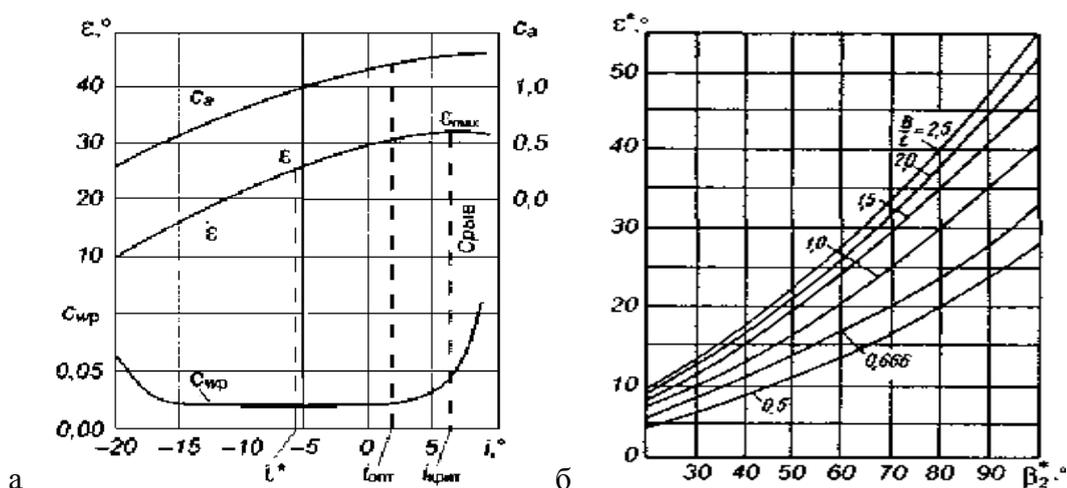


Рисунок 1.5 – Пример аэродинамической характеристики плоской решетки по результатам испытаний в аэродинамической трубе (а) и диаграмма номинальных режимов плоских решеток А. Хауэлла (б)

Альтернативный способ выбора параметров лопаточных решеток на расчетном режиме предложен С. Либляйном [25, 39, 104]. Метод Либляйна опирается на то, что сильное торможение потока на поверхностях лопаток приводит к утолщению пограничных слоев и их последующему отрыву [29]. Согласно Либляйну в области минимальных потерь ширина аэродинамического следа и соответственно величина потерь полного давления пропорциональна уменьшению скорости потока по стороне разряжения лопатки (на спинке) в этой области. Данная гипотеза основана на предположении, что пограничный слой на стороне разряжения обычных лопаток компрессора оказывает наибольшее влияние на формирование аэродинамического следа. Поэтому распределение скорости вдоль спинки лопатки является основным фактором при определении потерь полного давления. Торможение потока выражается отношением максимальной скорости на спинке профиля к выходной скорости потока (приблизительно равно эквивалентной степени диффузорности, которую можно посчитать по известным параметрам на входе и выходе из решетки). Подобный метод до сих пор используется для определения потерь полного давления и безотрывной области работы лопаток при проектировании дозвуковых компрессоров. Метод Либляйна был модифицирован и расширен Свенном [114],

что позволило учитывать дополнительные потери от ударных волн в околосвуковых компрессорах.

На рисунке 1.6 показана типичная диаграмма распределения скоростей на лопатках рабочего колеса. Замедление потока вдоль спинки профилей  $w_2/w_{\max}$  должно быть равным -0,55. Что характеризует минимум профильных потерь, большой коэффициент напора и удаленность расчетного режима от режима развитого срыва. Таким образом, введенный Либляйном фактор диффузорности осевой компрессорной ступени на расчетном режиме  $F_{Dp}$  должен быть [39]:

$$F_{Dp} = 1 - \frac{w_2}{w_{\max}} = 0,45 \quad (1.6)$$

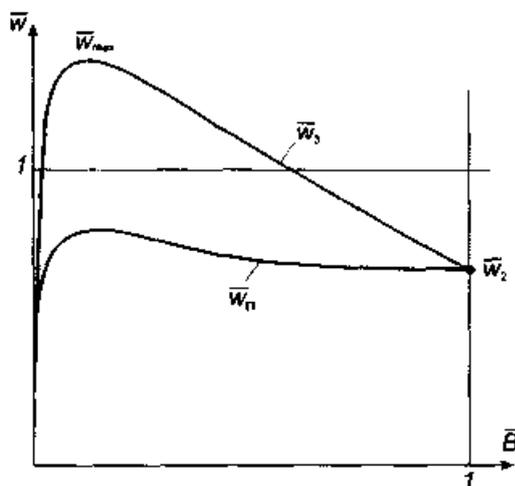


Рисунок 1.6 – Диаграмма распределения скорости вблизи поверхности лопаток рабочего колеса на расчетном режиме

Также Либляйн предложил эмпирическую формулу, которая связывает фактор диффузорности с относительным шагом и изменением скоростей потока в решетке [39]:

$$F_{Dp} = 1 - \frac{w_2}{w_{\max}} + \frac{t}{b} \frac{(w_{u1} + w_{u2})}{2w_1} \quad (1.7)$$

Обширная информация об испытаниях плоских решеток и решеток конечной длины, а также о выдвинутых рекомендациях по расчету и проектированию содержится в работах отечественных специалистов [46, 69]. Авторы работ [43, 51] рекомендуют использовать в качестве расчетного режима

такой, при котором КПД решетки достигает максимума. На рисунке 1.5а это режим с углом атаки  $i_{\text{опт}}$ . При этом по мнению авторов работ [17, 19, 79] данный режим слишком близок к режиму максимального угла поворота и, соответственно, к границе помпажа компрессора.

Авторы работ [17, 18] отдают предпочтение концепции выбора расчетного режима по Либляйну. Так, Либляйн предложил эмпирическую формулу для расчета коэффициента потерь полного давления:

$$\zeta_{PK} = \frac{K_{FD} \cdot 0,014}{\frac{t}{b} \sin \beta_2},$$

$$\zeta_{HA} = \frac{K_{FD} \cdot 0,014}{\frac{t}{b} \sin \alpha_1} \quad (1.8)$$

Хауэлл для области бесрывного обтекания вне зависимости от формы лопаточной решетки предложил использовать постоянное значение коэффициента силы профильного сопротивления  $c_{wnp} = 0,018$ .

Все описанные подходы позволяют осуществлять проектирование ступени только на номинальном режиме работы. При этом течение в межлопаточном канале на ненормальных режимах, связанных с отрывными турбулентными течениями, недостаточно изучено.

### 1.2.3. Классический способ построения профиля компрессорной решетки

На сегодняшний день большинство известных исследований проведено для стандартных решеток профилей. Следовательно, при разработке новых семейств профилей необходимо учитывать особенности, установленные при изучении течения в решетке из стандартных профилей. В работе [85] показано, что основным принципом профилирования лопаток осевых компрессоров долгое время являлось формирование средней линии профиля с последующим его «наполнением» согласно заданному закону распределения толщины. В таком случае в качестве ключевых параметров выступают толщины профиля,

соответствующим образом расположенные вдоль средней линии, и форма самой средней линии. В отечественной практике широкое распространение получили профили серии А (напр., А30, А40) [11] и Б (напр., Б10, Б40) [42]. В Англии – профили серии С [39], а в США – серия профилей НАСА-65 [113].

В работах [25, 39] описывается еще один широко используемый тип профилей, составленных из двух или нескольких дуг окружности - DCA (двухдуговой или двояковыпуклый профиль) и MCA (многодуговой профиль). DCA обладает большими преимуществами при околосзвуковых скоростях потока.

На рисунке 1.7 можно увидеть различные профили характерных семейств [39]. В профиле С-4 максимальная толщина соответствует положению в 30% по хорде, НАСА 65 – 40%, а DCA – 50%. Профиль С-4 имеет более тупую входную кромку, DCA – более острую. Эта разница оказывает существенное влияние на распределение скорости по профилю.

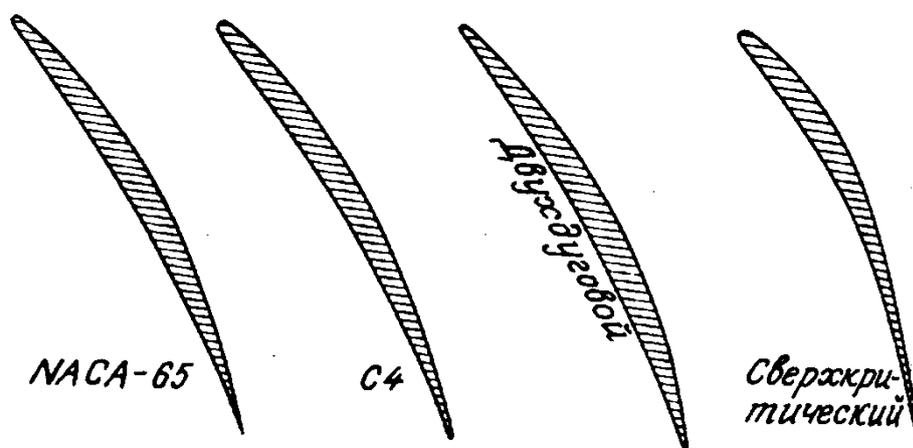


Рисунок 1.7 – Формы профилей с одинаковым изгибом средней линии в 26,5 градусов

#### 1.2.4. Методы специального профилирования

В отечественной практике с середины 70-х годов ведется разработка методов профилирования компрессорных решеток, к которым предъявляется условие безградиентного поля скоростей на выходе из решетки. Так, в исследованиях [5] установлено, что на выходе из решеток, которые построены с изгибом средней линии по дуге окружности, достигается значительная неравномерность потока. При специальном профилировании решеток было

достигнуто безградиентное распределения скорости по поперечному сечению канала на выходе из решетки.

В зарубежных исследованиях известен другой подход к специальному профилированию лопаток, связанный с заданным распределением скоростей на поверхности профиля. В литературе представлено большое количество методов профилирования, основным принципом которых является распределение параметров потока по поверхности лопатки [25, 29, 39, 90, 99, 105].

Большое внимание уделяется разработкам профилей с произвольным изменением изгиба и толщины для обеспечения заданного распределения скоростей. Такие формы относят к профилям с предписанным распределением скоростей (PVD) [90, 105]. Характеру распределению скорости на спинке таких профилей соответствует быстрый разгон со стороны входной кромки, участок с примерно постоянной скоростью, область торможения потока. Градиент давления выбирается таким, чтобы избежать отрыва турбулентного пограничного слоя на спинке лопатки. Создание решеток таких профилей осуществляется итерационным методом. Профиль строится по методу, схожему с классическим принципом наложения толщины. Но в данном случае средняя линия и распределение толщины отдельно на спинке и корытце описываются многопараметрическими кривыми. Профили с предписанным распределением скоростей стали применяться при больших дозвуковых скоростях потока с наличием сверхзвуковых зон на спинке лопатки. При этом форма лопатки должна обеспечивать отсутствие ударных волн при торможении сверхзвукового потока.

Стоит отметить, что сверхкритические профили [39] показали свою эффективность в более широком диапазоне углов атаки, чем профили НАСА 65 и С-4 спроектированные на аналогичные углы поворота потока (Рисунок 1.7). В целом относительно стандартных профилей были получены преимущества по потерям, углу отставания потока, рабочему диапазону углов атаки и характеристикам запираания. Кроме того, профили, рассчитанные на сверхкритические скорости на входе, хорошо работают и при меньших числах

Маха. Такие решетки легче согласовать, по сравнению с решетками традиционных профилей.

На сегодняшний день разработаны расчетные алгоритмы профилирования диффузорных решеток, имеющих намного более широкий диапазон бесрывного обтекания и лучшие характеристики на номинальном режиме. Построение профилей осуществляется частным образом под определенные условия работы, т.е. нет полученных семейств таких профилей. К недостаткам можно отнести значительные изменения в характеристиках профилей с откорректированной диффузорностью (CDA) при незначительном изменении их формы. Так, существенное расширение характеристики, а также снижение потерь почти в два раза может быть достигнуто при уменьшении радиуса входной кромки до величины, не превышающей 1% от длины хорды.

В настоящее время широкое распространение получили профили, получаемые с помощью оптимизационного исследования [34, 35, 52, 70, 73, 78, 88]. Расчет характеристик таких компрессорных решеток проводится с помощью современных комплексов вычислительной газовой динамики, и на основании полученных данных, используя алгоритмы оптимизации, осуществляется поиск оптимальных вариантов форм профилей. Пример таких профилей представлен на рисунке 1.8 [112], где изображен исходный профиль (ORG, построен по типу CDA), используемый при оптимизации, и профили, полученные с помощью методов оптимизации - эволюционной стратегии (Evolutionary strategy – ES) и генетического алгоритма (Multi-objective genetic algorithm – MOGA).

Следовательно, ориентировочно можно выделить три группы типов профилей, используемых при построении компрессорных решеток:

- профили серии А, НАСА 65, серии С и DCA (MCA) – 1950-90 гг.;
- профили с контролируемой диффузорностью – 1980-2000 гг.;
- профили, полученные путем оптимизации – 2000 - настоящее время.

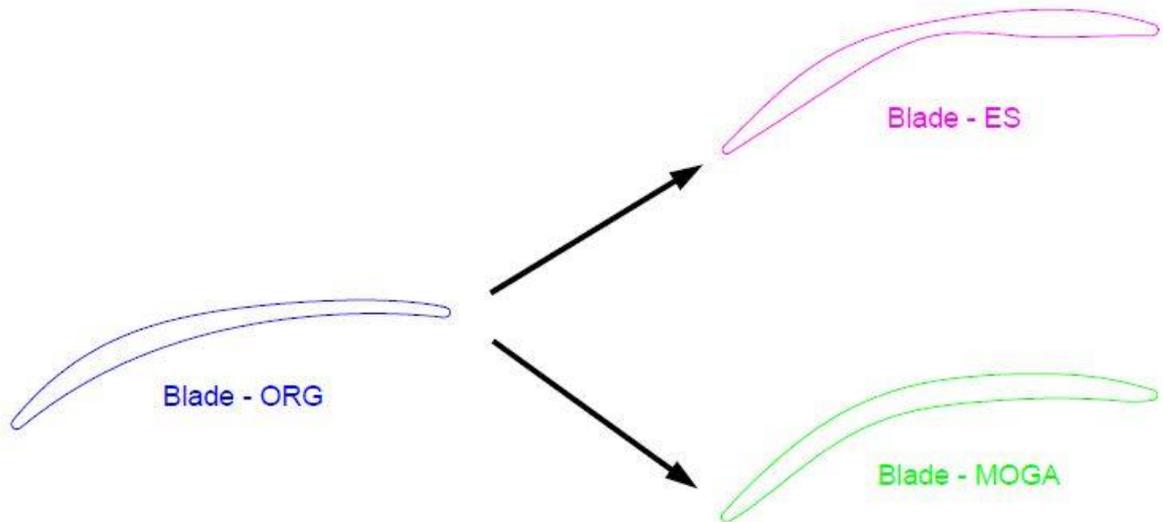


Рисунок 1.8 – Пример профилей, полученных при оптимизационных исследованиях [112]

Таким образом, на сегодняшний день разработаны методики определения параметров потока и потерь полного давления, позволяющие проектировать компрессорную ступень с достаточной точностью только на номинальный режим работы. Нахождение параметров потока на режимах, значительно отличающихся от номинального, возможно лишь при решении уравнений Навье-Стокса в трехмерной постановке. Из анализа способов построения компрессорных решеток можно отметить преимущество использования профилей сверхкритического типа. В настоящее время перспективным подходом создания новых профилей считается решение оптимизационных задач.

### **1.3. Методы расчетного исследования течений в проточной части осевых компрессоров**

Нестационарное течение вязкого сжимаемого газа в проточной части турбомашин может быть описано системой уравнений газовой динамики в форме Навье-Стокса. В общем случае система уравнений Навье-Стокса включает в себя уравнения неразрывности, количества движения, энергии и диффузии и не имеет известного общего аналитического решения. Решается такая система уравнений численными методами [6, 21, 117].

В таких программных продуктах как Ansys CFX, FlowVision, Ansys Fluent, Star-CCM+ используется метод конечных объемов (в некоторых случаях модифицированный с МКЭ). Метод основывается на сеточном разбиении исследуемой области на множество объемов. Для каждого контрольного объема составляется система уравнений, которая затем решается итерационно.

### **1.3.1. Подходы к решению системы уравнений Навье – Стокса**

Согласно современным представлениям турбулентное течение может быть полностью описано системой уравнений Навье-Стокса, но доступный на сегодняшний день уровень вычислительных возможностей не позволяет непосредственно численно решить эту систему (прямое численное моделирование, Direct Numerical Simulation – DNS) для течений с большими числами Рейнольдса. Когда речь идет о таких течениях, необходимо построение подробной сетки и проведение решения с малым шагом по времени. Так затраты вычислительных ресурсов на моделирование течения методом DNS повышаются пропорционально росту числа Рейнольдса как  $Re^{2,25}$  [21]. Поэтому, на сегодняшний день, данный метод используется для расчета течений с относительно низкими числами Рейнольдса, а также может применяться совместно с экспериментальными данными для тестирования и калибровки других, менее точных, но более простых подходов к моделированию.

Снизить потребности в вычислительных мощностях можно за счет упрощения системы уравнений Навье-Стокса. Идея такого подхода заключается в осреднении характеристик реального турбулентного течения по времени. Данный метод моделирования течений, опирающийся на осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса (RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes), на сегодняшний день нашел широкое применение при решении различных задач аэродинамики.

Еще одним подходом к описанию турбулентных течений является метод моделирования крупных вихрей (LES – Large Eddy Simulation), суть которого состоит в пространственном осреднении характеристик потока по областям с

размерами порядка размера заданного фильтра, т.е. фактически в «фильтрации» от мелких вихрей. В отличие от подхода RANS, в рамках которого происходит моделирование всех вихрей, аналогичные члены уравнений LES описывают влияние только мелких вихрей (для чего используются, так называемые, «подсеточные» модели турбулентности), тогда как превышающие размер фильтра вихревые структуры разрешаются точно (как в DNS). Такой подход позволяет достичь высокой точности не только осредненных и основных статических, но и пульсационных характеристик турбулентности, что имеет большое значение при решении задач аэроупругости, аэроакустики и при расчете турбулентных химически реагирующих течений. Реализация метода LES связана со значительными требованиями к вычислительным ресурсам по сравнению с использованием RANS подхода, но при этом затраты оказываются гораздо меньшими, чем для метода DNS. Число ячеек сетки при моделировании турбулентности вдали от твердых стенок для LES пропорционально  $Re^{0,4}$ , а вблизи стенок –  $Re^{1,8}$  [21]. В результате, использование LES для сложных пристеночных течений при высоких числах Рейнольдса также невозможно в ближайшем будущем.

Сложности использования в настоящее время методов DNS и LES, а также ограниченные возможности метода RANS в точности описания сложных турбулентных течений, послужили причиной разработки гибридных RANS-LES подходов. Одним из первых и наиболее распространенных является метод моделирования отсоединенных вихрей (DES – Detached-Eddy Simulation). В рамках DES точно рассчитываются не все энергонесущие вихри (как в методе LES), а только отсоединенные вихри (которые находятся в отрывных зонах), а населяющие области присоединенных пограничных слоев вихри, в свою очередь, описываются полуэмпирическими RANS моделями. При этом во всех областях используется одна модель турбулентности, которая функционирует как в RANS внутри пристеночного пограничного слоя и как ее подсеточный аналог вдали от твердых стенок. Метод DES позволяет с приемлемой точностью сравнительно

незначительными вычислительными затратами моделировать пристеночные течения с обширными отрывными зонами при высоких числах Рейнольдса.

В настоящее время существует множество стандартных тестовых задач, с помощью которых проводят оценку возможностей использования того или иного подхода, той или иной модели турбулентности для тестирования разрабатываемых вычислительных программных комплексов. Наиболее близкой к задачам, связанным с описанием течения в межлопаточном канале осевого компрессора, является задача продувки крылового профиля. Так на рисунке 1.9 показаны результаты расчета обтекания крылового профиля NACA0012 на различных углах атаки с помощью различных подходов [21]. Из рисунка видно, что при относительно небольших углах атаки (до  $30^\circ$ ) RANS и DES подходы имеют схожие результаты, хорошо согласующиеся с данными эксперимента. На режимах с большими углами атаки, при формировании за профилем значительных отрывных течений, метод DES позволяет получить результаты, совпадающие с экспериментом.

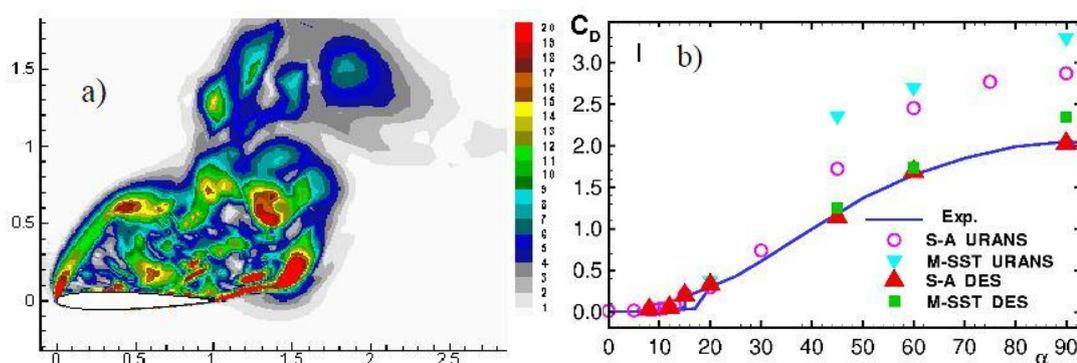


Рисунок 1.9 – Мгновенное поле модуля завихренности из расчета обтекания профиля NACA0012 под углом атаки  $45^\circ$  методом DES (a) и сравнение экспериментальных данных (коэффициента сопротивления профиля) и результатов моделирования течения с помощью SA и SST RANS моделей и основанных на этих моделях версий DES в широком диапазоне углов атаки при  $Re=10^5$  (b) [21]

Поскольку в рассматриваемых задачах продувки плоской компрессорной решетки углы атаки не превышают 20 градусов, то, исходя из вышесказанного, наиболее приемлемым с точки зрения вычислительных затрат и точности моделирования является RANS подход. При этом большое внимание стоит уделить верификации расчетных моделей.

### 1.3.2. Выбор модели турбулентности

В системе уравнений RANS неизвестны связи между турбулентными составляющими тензора напряжений  $\tau_t$  и вектора плотности теплового потока  $q_t$  с параметрами осредненного течения, для вычисления которых требуется ввод дополнительных уравнений, которые формируют так называемую модель турбулентности [6, 7, 21]. Сложность (или даже невозможность) в разработке универсальной модели турбулентности привела к созданию большого числа моделей такого типа, пригодных для решения разных задач аэродинамики. Таким образом, важным вопросом стал их обоснованный выбор при расчете конкретных течений.

Для уравнений RANS выделяют три класса моделей турбулентности: алгебраические и дифференциальные модели турбулентной вязкости, и модели переноса рейнольдсовых напряжений. Последние используются редко вследствие недостаточно точного описания пристеночных течений. Основными достоинствами алгебраических моделей являются относительная простота их реализации для канальных течений, высокая вычислительная эффективность и то, что для широкого класса течений они являлись единственными моделями, правильно описывающими поведение вблизи стенки. Недостатки алгебраических моделей состоят в том, что они не учитывают (или неточно учитывают) свободную турбулентность, анизотропию турбулентности, вращение, кривизну, плохо работают при интенсивных отрывах и больших положительных градиентах давления.

Алгебраические модели турбулентности позволяют получать удовлетворительные результаты только для простых течений, поэтому предпочтение стоит отдавать дифференциальным моделям. Считается, что дифференциальные одно- и двухпараметрические модели турбулентности точнее и, следовательно, лучше алгебраических. Однако большинство этих моделей также недостаточно точно описывают пристеночные течения, неудовлетворительно работают в отрывных зонах, оказываются недостаточно

точными при положительных градиентах давления. Среди дифференциальных моделей одной из наиболее часто используемых является двухпараметрическая модель  $k-\varepsilon$ . Существует множество ее модификаций, но чаще всего отдают предпочтение версии Лаундера и Шармы, которая считается более точной [7].

Другой распространенной моделью является  $k-\omega$  – модель Уилкокса [116]. В данной модели учитывается поперечная диффузия турбулентности, существенная вблизи стенок. Таким образом, эта модель хорошо описывает пристеночные течения, но оказывается чрезмерно чувствительной к малым изменениям величины турбулентной частоты  $\omega$  в свободном потоке на входе. В настоящее время одной из наиболее перспективных новых моделей является модель переноса сдвиговых напряжений Ментера (SST – Shear Stress Transport) [6, 21]. Она представляет собой комбинацию моделей  $k-\varepsilon$  и  $k-\omega$  и обладает их лучшими чертами: модель SST одинаково хорошо работает вблизи стенок и в свободном потоке. Модель удовлетворительно описывает течения с большими положительными градиентами давления и интенсивными отрывами и оказалась быстрее и устойчивее (с точки зрения сходимости расчета) чем  $k-\varepsilon$  и  $k-\omega$  модели. Основной особенностью SST модели является переход от  $k-\varepsilon$  модели в ядре потока к  $k-\omega$  модели вблизи стенок [7].

Согласно [21] модель турбулентности Спаларта и Аллмараса (SA) и модель Ментера наилучшим образом среди прочих зарекомендовали себя применительно к задачам внешней аэродинамики, связанными с расчетом безотрывных течений и течений с ограниченными отрывными зонами. При этом авторы отмечают, что для некоторых присоединенных течений ни одна из этих моделей не позволяет получить результаты, удовлетворяющие современным требованиям к точности расчета аэродинамических характеристик. К таким течениям относятся течения с сильной кривизной линий тока и вращением. Для них предпочтительными являются модели Рейнольдсовых напряжений.

### 1.3.3. Сеточное разбиение расчетной области

В ряде программных комплексов, в том числе и в Ansys CFX, расчет проводится по методу конечных объемов. Расчетная область разбивается на определенное количество элементов, по которым далее проводится расчет параметров потока. Наиболее значимым геометрическим параметром, характеризующим качество расчетной сетки, служит высота ячейки вблизи поверхности обтекаемого тела, т.е. в пограничном слое.

В турбулентном пограничном слое (ТПС) выделяется по меньшей мере пять подобластей: вязкий подслой, переходная или буферная область, область логарифмического профиля скорости, область закона следа и область перемежаемости. Первые три принято объединять в одну внутреннюю область или область закона стенки. Внутренняя область пограничного слоя на плоской пластине занимает примерно 15-20% от толщины всего слоя. Область закона следа и область перемежаемости обычно объединяют во внешнюю область ТПС, которая занимает порядка 80% от толщины всего слоя. На рисунке 1.10 представлен типичный профиль скорости в ТПС на плоской пластине без градиента давления. Параметр  $y^+$  характеризует безразмерное расстояние до стенки. На рисунке показаны три участка – вязкий подслой, логарифмический и слой следа. Логарифмический слой является близкой к стенке частью ТПС, где обусловленные молекулярной вязкостью напряжения пренебрежимо малы по сравнению с ренольдсовыми. Данная область лежит между  $y^+=30$  и  $y^+=0,1h$ , где  $h$  – это толщина ТПС, а  $y^+$  на верхней границе зависит от числа Рейнольдса. Закон стенки имеет место в логарифмическом слое. Вязкий подслой находится между стенкой и логарифмическим слоем. Область следа пролегает между логарифмическим слоем и кромкой ТПС [6].

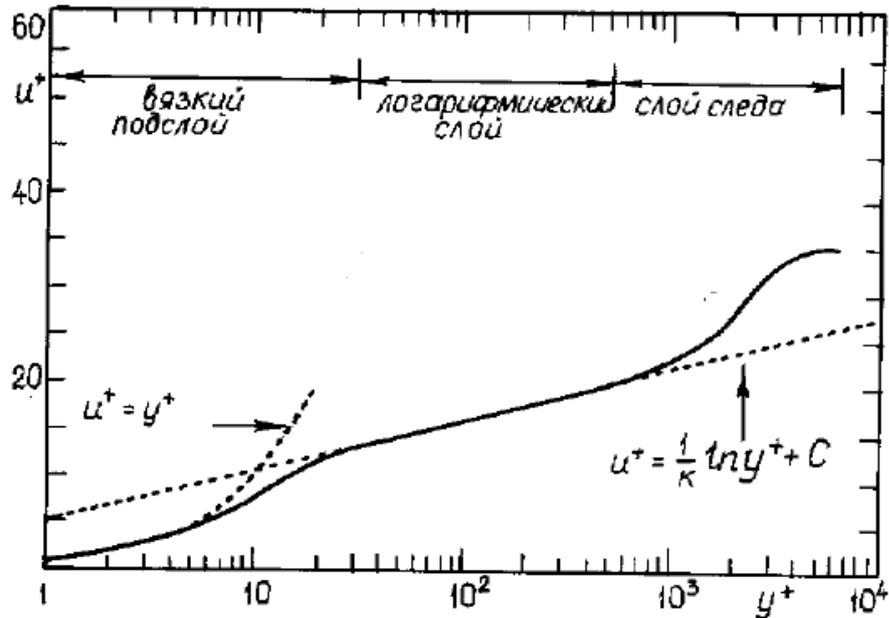


Рисунок 1.10 – Профиль скорости в турбулентном пограничном слое [6]

Можно сформулировать следующие рекомендации по выбору параметра  $y^+$ : для для низкорейнольдсовых моделей турбулентности параметр  $y^+ < 5$ , а для высокорейнольдсовых –  $30 < y^+ < 500$ . Для комбинированных моделей с автоматическими пристеночными функциями (закон стенки)  $y^+ < 500$ .

Для определения высоты первого слоя ячеек используется следующая зависимость:

$$y = \frac{y^+ \cdot \mu}{U_\tau \cdot \rho}, \quad (1.9)$$

где  $\mu$  и  $\rho$  – динамическая вязкость и плотность потока соответственно. Скорость трения определяется как:

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau}{\rho}}, \quad (1.10)$$

где касательные напряжения на стенке:

$$\tau = 0,5 \cdot C_f \cdot \rho \cdot U^2, \quad (1.11)$$

где  $U$  – скорость потока,  $C_f$  – коэффициент поверхностного трения (0,003-0,005).

### **1.3.4. Характерные особенности проведения газодинамического расчета течения в осевых компрессорах при использовании ПК ANSYS CFX**

Для расчетов пространственного течения вязкого сжимаемого газа в проточных частях турбомашин в настоящее время применяются различные программные комплексы, основанные на решении уравнений газовой динамики [7, 36]. Одним из таких решателей является программный комплекс ANSYS CFX [1, 23, 44].

Область течения газа (расчетная область) ограничена стенками (поверхности лопаток и меридиональных обводов) и проницаемыми границами (входное и выходное сечение, а также элементы поверхностей меридиональных обводов, через которые осуществляется протечки и отборы рабочего тела). Кроме того существуют границы периодичности потока (относятся к проницаемым границам), которые отделяют рассматриваемый межлопаточный канал от соседних каналов. Задача отыскания решения является задачей с начальными и граничными условиями. В качестве начальных условий рекомендуется использовать результаты решения задачи в упрощенной постановке [7]. В качестве граничных условий при проведении расчета компрессорной ступени, как правило, задаются следующие:

- полное давление и температура на входе в расчетную область;
- статическое давление или массовый расход рабочего тела на выходе из области.

Важной проблемой при расчете компрессорных ступеней, на которую стоит обратить особое внимание, является наличие обширных областей срыва потока на нерасчетных режимах работы ОК. Поэтому расчет ступени на таких режимах должен проводиться с особой осторожностью, а выбор определенного диапазона характерных параметров и конкретных моделей турбулентности производится на основании обширного опыта проведения таких исследований [1, 6, 13, 44, 60, 68, 87,89, 96, 102, 109,115, 117].

#### **1.4. Принципы оптимизации лопаточного аппарата осевых компрессоров**

В настоящее время широко используются и развиваются подходы к совместному использованию современных расчетных комплексов для численного решения уравнений Навье-Стокса и алгоритмов оптимизации, направленные на осуществление оптимизационной «доводки» ступеней турбомашин на этапах их проектирования и модернизации. В практике проектирования турбомашин можно выделить два основных направления оптимизации проточной части: решение задачи с использованием двумерных методов расчета течений и окончательная доводка при решении задачи с применением трехмерных методов моделирования течения [7]. При этом перспективным направлением является уточнение и разработка новых подходов к двумерному проектированию на основании данных, полученных при численных экспериментах.

Алгоритмы автоматической оптимизации могут использоваться как с целью получения конкретного решения технической задачи, так и с целью систематизации знаний о процессах, протекающих в той или иной технической системе. Для более рационального использования вычислительных и временных ресурсов одним из возможных решений может стать использование оптимизационных алгоритмов для разработки семейства эффективных решений в широком диапазоне параметров, которые затем могут применяться в каждом конкретном случае путем интерполяции параметров модели. Характерной особенностью такого пространства является его неразрывность. При этом большое влияние на построение такого пространства оказывает правильность постановки задачи и наличие критериев проверки математической модели на каждом из этапов.

В данном случае в качестве самих знаний о процессах выступают физические модели, реализованные в вычислительных алгоритмах, при этом внедрение этих знаний в условия конкретной физической модели (например, плоской решетки профилей) позволяет оценить эффективность этой системы в каждом конкретном случае. Тогда оптимизационные алгоритмы позволяют выявить пути по достижению максимальной эффективности и применять их в

дальнейшем в качестве правил проектирования подобных систем. Далее благодаря повышению доступности расчетных мощностей и развитию сопутствующих технологий становится возможным существенно повысить детализацию решаемых задач и увеличить объем проводимых исследований.

#### 1.4.1. Методы оптимизации

Метод, используемый для построения оптимального решения, определяется видом математической модели. В большинстве случаев математическую модель объекта можно представить в виде целевой функции  $f(\vec{x})$ , которую нужно максимизировать или минимизировать (критерий оптимизации). Таким образом, необходимо найти максимум или минимум поставленной задачи, при этом задается область допустимых значений  $\vec{x} \in D$ . Область допустимых значений  $D$  определяется системой линейных или нелинейных ограничений. Сложность задачи зависит от вида критерия и функций, определяющих допустимую область оптимизации. Функции могут быть линейными и нелинейными, непрерывными или принимать дискретные значения. Область возможных значений может быть выпуклой или невыпуклой, несвязанной, представлять собой дискретное множество точек. В зависимости от этого задачи могут быть одноэкстремальными и многоэкстремальными, могут использоваться одни или другие методы поиска решения. В соответствии с задачами методы оптимизации можно разделить на локальные (сходятся к какому-нибудь локальному экстремуму целевой функции) и глобальные (имеют дело с многоэкстремальными целевыми функциями). Кроме того методы делятся на прямые, методы первого и второго порядков. В прямых методах (методы нулевого порядка) при поиске экстремума используется информация только о самой функции. Такие функции определены только алгоритмически. Методы первого порядка при поиске решения используют не только информацию о самой функции, но и о ее производных первого порядка. К таким методам относятся различные градиентные алгоритмы. Методы второго порядка используют информацию о самой функции и о ее первых и вторых

производных. К ним относятся метод Ньютона и его модификации. Более подробную классификацию методов оптимизации и их математическое описание можно найти в работах [48, 50].

В процессе проектирования сложных систем, к которым относятся турбомашин, часто возникает задача обеспечить оптимальность конструкции по нескольким критериям оптимизации. Обычно эти критерии противоречивы и оптимизация по каждому из них приводит к различным значениям вектора варьируемых параметров. Поэтому выделяют отдельный класс задач – многокритериальная оптимизация – это процесс одновременной оптимизации двух или более конфликтующих целевых функций в заданной области определения. Задача многокритериальной оптимизации состоит в поиске вектора целевых переменных, удовлетворяющего наложенным ограничениям и оптимизирующего векторную функцию, элементы которой соответствуют целевым функциям. Эти функции образуют математическое описание критерия удовлетворительности.

Важнейшим инструментом решения многокритериальных задач является принцип Эджворта-Парето (принцип Парето). Математическую формулировку и описание принципа Парето можно найти в работе [56]. Оптимальностью по Парето можно назвать такое состояние системы, при котором значение каждого частного показателя, характеризующего систему, не может быть улучшено без ухудшения других. Множество состояний системы, оптимальных по Парето, принято называть множеством Парето или Парето-фронтом.

Одним из современных программных продуктов многокритериальной оптимизации является программный комплекс IOSO NM. В ПК IOSO реализуется технология многомерной нелинейной оптимизации. Алгоритмы IOSO базируются на технологии построения поверхности отклика. В соответствии с логикой работы алгоритмов IOSO на каждой итерации осуществляется построение поверхностей отклика критериев оптимизации и ограничиваемых параметров. Далее осуществляется оптимизация с использованием полученных поверхностей отклика и в полученной точке проводится прямое обращение к математической

модели исследуемой системы. В процессе оптимизации осуществляется накопление информации об исследуемой системе в области оптимального решения, что приводит к повышению качества поверхностей отклика. При переходе от предыдущей к последующей итерации осуществляется следующая последовательность шагов:

- Модификация плана эксперимента;
- Адаптивное изменение текущей области поиска;
- Выбор типа (глобальная или локальная) поверхности отклика;
- Уточнение поверхности отклика;
- Модификация параметров и структуры алгоритма оптимизации;

Для построения поверхности отклика используются различные высокоэффективные алгоритмы:

- адаптивные алгоритмы регрессионного анализа;
- эволюционные алгоритмы самоорганизации со структурно-параметрической аппроксимацией;
- алгоритмы нейронной сети.

Более подробно о принципах оптимизации, лежащих в основе продукта IOSO, написано в работах [92, 93,94].

#### **1.4.2. Опыт решения задач оптимизации профилей лопаток осевых компрессоров**

При совершенствовании аэродинамического состояния компрессорных решеток важным является корректное задание критериев и ограничений оптимизации. Среди целевых функций наиболее важными являются:

- потери полного давления на номинальном режиме;
- ширина рабочего диапазона (в соответствии с определением Либляйна границами рабочего диапазона считаются точки, в которых величина потерь вдвое превосходит минимальные потери в профиле);
- угол поворота потока в решетке.

В качестве ограничений может быть наложено требование:

- обеспечения достаточной толщины профиля, что позволяет удовлетворять необходимым прочностным характеристикам;
- технологичности полученных профилей, их эксплуатационная пригодность. Многие решения, подтвердившие свою эффективность на экспериментальных установках, не могут быть внедрены в серийное производство в связи с недостаточными технологическими возможностями: сочетанием точности и стоимости обработки, влиянием эксплуатационных факторов (загрязнение, эрозия и другие воздействия), а также длительным взаимодействием с другими элементами системы (сети).

Структура оптимизационного исследования может быть разделена на следующие этапы:

1. Параметризация исследуемой модели на основании представлений о протекающих физических явлениях. Так, при оптимизации лопаточного профиля необходимо уделить особое внимание параметрам пограничного слоя на некоторых участках поверхности. Это означает, что параметры модели должны напрямую управлять этими участками.

2. Решение серии оптимизационных задач для данной модели. Задачи ставятся исходя из возможных режимов работы подобных систем. Например, при оптимизации профиля это может быть решение задачи оптимизации при различных числах Маха, густоте решетке, максимальной толщине профиля и др.

3. Систематизация наилучших полученных вариантов с целью формирования уравнений, описывающих заведомо оптимальное состояние системы в указанном диапазоне граничных условий. Например, функциональные зависимости угла установки профиля от необходимого угла поворота потока.

При этом необходимо учитывать возможные проблемы такого подхода:

- решение задач вычислительной газодинамики существенно зависит от качественного задания граничных условий, выбора параметров модели (например, модели турбулентности и др.). То есть модель должна быть тщательно верифицирована во всей исследуемой области граничных условий;

- экстраполяция полученных выводов за пределы решенных задач может потребовать учета дополнительных физических эффектов.

Таким образом, при постановке задачи оптимизации необходимо проверить различные подходы и комбинации управляющих параметров, определить диапазон изменения каждой из величин, и другие факторы, влияющие на скорость и качество реализации оптимизационного алгоритма.

В литературе [14, 23, 24, 34, 35, 49, 52-54, 70, 71, 73, 74, 81, 88, 92, 100, 101] представлены примеры совершенствования лопаточного аппарата осевых компрессоров и других лопаточных машин путем оптимизации плоских решеток профилей и трехмерной оптимизации лопаток. Оптимизация предполагает рассмотрение многих конфигураций формы пера лопатки. Геометрическая модель профиля пера лопатки задается параметрическим способом. Изменяя параметры такой модели можно получить оптимальную форму лопатки, которая будет удовлетворять аэродинамическим [23, 24, 34] или прочностным [73] требованиям. Оптимизация формы пера лопатки осевого компрессора является сложной многокритериальной задачей и, как правило, сводится к поиску компромисса между поставленными целями.

Для построения параметрической модели профиля лопатки можно выделить два подхода. Первый заключается в выборе в качестве параметров модели общепринятых геометрических характеристик и соотношений, таких как хорда, угол установки профиля, относительная толщина, густота решетки, угол изгиба профиля и т.д. В таком случае при изменении этих геометрических параметров построение профиля происходит по заранее написанному алгоритму профилирования. Также широкое распространение получил подход, когда средняя линия профиля описывается произвольной параметрической кривой. Изменением параметров и, соответственно, формы средней линии при заданном распределении толщины профиля или при одновременном его изменении производится его построение. Второй подход сводится к непосредственному описанию самого профиля параметрическими кривыми. В таком случае построение профиля происходит при варьировании управляющими параметрами

кривых, а основные геометрические параметры профиля и решетки профилей определяются исходя из самой формы профиля по соответствующим математическим алгоритмам. Форма профиля лопатки может быть описана различными кривыми: совокупностью сопряженных окружностей, параболами, эллиптическими кривыми, лемнискатами, сплайнами и т.д. Широкое распространение получили B-сплайны, в особенности их частные случаи – кривые Безье [8, 9, 27, 53, 65, 100]. Параметризация модели позволяет за короткие сроки рассмотреть различные варианты форм профилей за счет автоматизированного изменения параметров или геометрических соотношений. Используемый подход должен обеспечивать получение максимального диапазона возможных форм профиля при минимальном количестве варьируемых переменных оптимизации и сохранении аэродинамически адекватной формы (путем наложения ограничений). Успешное решение задачи оптимизации зависит от правильного выбора варьируемых величин и границ их изменения, а также от грамотного наложения ограничений.

На сегодняшний день разработаны и широко используются различные CAD программы, предназначенные для автоматизации процесса проектирования. Подобные системы автоматизированного проектирования оснащены мощным математическим аппаратом и широким инструментарием, позволяющим осуществлять проектирование любых сложных объектов. Недостатком использования таких программ в цикле оптимизации формы профиля лопатки заключается в сложности их интеграции с программными средствами численного моделирования течений и оптимизационными алгоритмами. В ряде случаев программные комплексы, позволяющие проводить численное моделирование течений, оснащены внутренними геометрическими инструментами проектирования. Применение таких инструментов упрощает и ускоряет решение оптимизационной задачи, но не всегда является приемлемым вариантом, что связано с ограниченным функционалом таких систем. Например, это приводит к невозможности построения требуемой геометрической модели и увеличению числа ее параметров.

Таким образом, задача построения параметрической модели лопаточного профиля и ее интеграции в схему оптимизации его формы требует анализа и обоснования эффективности выбранной методологии профилирования и возможности использования различных программных средств проектирования в цикле оптимизации.

В качестве инструмента моделирования течения в решетках компрессора используются программные комплексы, основанные на методах вычислительной газовой динамики. В такой трехмерной оптимизации широко применяется программный комплекс Ansys CFX [1, 23, 44]. Построение параметрической модели в данном случае возможно либо средствами Ansys DesignModeler, либо в сторонней CAD программе. В качестве программного комплекса оптимизации широкое применение получил IOSO [82, 86, 94], который имеет прямую интеграцию с комплексом Ansys Workbench.

### **1.5. Постановка задач исследования**

Проведенный анализ научно-технической информации позволяет сделать следующие выводы:

- Одним из основных направлений в области совершенствования проточной части ОК является создание более экономичных высоконапорных ступеней. Получение таких ступеней становится возможным за счет разработки компрессорных решеток, обеспечивающих большие углы поворота потока при относительно низких потерях в широком диапазоне режимов работы.
- На сегодняшний день разработаны методики определения параметров потока и потерь полного давления, позволяющие проектировать компрессорную ступень с достаточной точностью только на номинальный режим работы. Нахождение параметров такого потока на режимах, значительно отличающихся от номинального, возможно лишь при решении уравнения Навье-Стокса в трехмерной постановке. Из анализа способов построения компрессорных решеток можно отметить преимущество использования профилей сверхкритического типа.

В настоящее время перспективным подходом создания новых профилей считается решение оптимизационных задач.

- Наиболее приемлемым с точки зрения вычислительных затрат и точности моделирования течения в плоских компрессорных решетках является RANS подход. При этом большое внимание стоит уделять верификации расчетных моделей.

- Получение корректных результатов при решении задачи оптимизации во многом зависит от подхода к параметризации геометрии профиля, а также от правильного выбора критериев, ограничений и переменных оптимизации. Задача построения параметрической модели лопаточного профиля и ее интеграции в схему оптимизации требует анализа и обоснования эффективности выбранной топологии и возможности использования различных программных средств проектирования в цикле оптимизации.

Исходя из проведенного анализа, сформулирована следующая цель исследования: разработка основных принципов параметрического профилирования плоских решеток осевых компрессоров ГТУ на основании результатов многокритериальной оптимизации. Для достижения указанной цели поставлены следующие **задачи**:

1. Выполнить расчетное исследование работы лопаточного венца ОК на основе численного решения системы уравнений Навье-Стокса в трехмерной постановке и провести верификацию разработанной численной модели по данным экспериментальных продувок плоских компрессорных решеток.

2. Разработать рекомендации по выбору топологии профиля пера лопатки и построить его параметрическую модель.

3. Разработать подход к автоматической многокритериальной оптимизации плоской компрессорной решетки профилей и практические рекомендации по выбору критериев, ограничений и переменных оптимизации плоского профиля лопатки осевого компрессора на основании сравнительного анализа решенных задач различной постановки.

4. Провести оптимизацию плоской компрессорной решетки профилей в широком диапазоне параметров потока с выявлением характерных зависимостей между оптимальными геометрическими и аэродинамическими характеристиками решетки;

5. Сформулировать основные принципы параметрического профилирования высоконапорных ступеней осевых компрессоров и провести их апробацию.

## **ГЛАВА 2. ПОСТАНОВКА ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА**

Применение современных вычислительных комплексов, основанных на методах вычислительной газовой динамики (CFD), стало неотъемлемой частью процесса проектирования и оптимизации проточных частей турбомашин. При численном моделировании течения в каналах лопаточного аппарата осевого компрессора наибольшую сложность представляют режимы с неустойчивым характером течения, в том числе отрывом потока с поверхности лопаток. Поэтому к таким задачам предъявляются повышенные требования, особенно в части верификации расчетной модели. Одним из ключевых этапов постановки задачи является выбор метода моделирования турбулентных течений. Существенную роль играет выбор параметров расчетной сетки исследуемой области, а также задание граничных условий.

В первой части главы рассмотрена задача моделирования течения в плоских компрессорных решетках профилей. Представлено сравнение полученных результатов с экспериментальными данными продувок профилей серии NASA 65 и профиля 10A40/15П45. Предложены рекомендации по выбору параметров расчетной сетки, модели турбулентности и заданию граничных условий при решении задач многокритериальной оптимизации формы профиля компрессорной лопатки. Во второй части главы проведено численное исследование течения в компрессорной ступени на примере дозвуковой ступени К-50 и трансзвуковой Stage 35, выполнена верификация моделей. В третьей части главы представлены результаты испытаний осевого компрессора натурной ГТУ, после чего построена расчетная модель проточной части данного компрессора и проведено его численное исследование. Представлены результаты анализа расчетных и экспериментальных данных.

Исследование проводился в программном комплексе Ansys CFX.

## **2.1. Численное исследование течения в плоских компрессорных решетках профилей**

При выборе исследуемых профилей основным фактором было наличие в открытых источниках экспериментальных данных продувок для всего диапазона чисел Маха при дозвуковом течении. Таким образом, выбраны профили серии НАСА 65 [95, 105, 113] и профиль 10А40/15П45 [12]. Анализ течения в решетках профилей серии НАСА 65 проводился при низких значениях чисел Маха (до 0,3) и числе Рейнольдса порядка 250000. При экспериментальных продувках профиля 10А40/15П45 значения чисел Маха находились в диапазоне от 0,4 до 0,8, а число Рейнольдса изменялось в пределах 200000 – 800000. Точность расчета определялась путем сравнения полученных результатов с экспериментальными данными продувок рассматриваемых решеток профилей.

### **2.1.1. Моделирование продувок плоских компрессорных решеток из профилей серии НАСА 65 при низких значениях числа Маха**

Анализ выполнен для профилей с различной кривизной средней линии и относительной толщиной 10%: НАСА 65-010, НАСА 65-810, НАСА 65-(12)10, НАСА 65-(18)10, НАСА 65-(24)10, НАСА 65-(27)10. Экспериментальные данные получены при продувке решетки профилей на различных углах установки и густотах  $b/t$  (от 1 до 1,5). Изменяя угол набегания потока (угол входа  $\beta_1$ ) в диапазоне от 30 до 70 градусов, задавался угол атаки  $\alpha_1$ . В данном случае под углом атаки понимается угол между хордой профиля и направлением потока на входе (разница между углом входа потока в венец и углом установки профиля). Проводился замер статического давления на спинке и корытце профиля по ходу потока на среднем сечении, полного давления потока, углов поворота потока в венцах  $\Delta\beta$ . Рассчитывались коэффициенты сопротивления и подъемной силы профиля. Подробное описание построения профилей, экспериментальной установки и результатов испытаний представлено в [95, 105, 113].

Координаты профилей серии NACA 65 могут быть получены по следующим зависимостям (в процентах от хорды):

$$\begin{aligned}x_c &= x - r \cdot \sin \theta, & x_k &= x + r \cdot \sin \theta, \\y_c &= y + r \cdot \cos \theta, & y_k &= y - r \cdot \cos \theta,\end{aligned}\tag{2.1}$$

где  $x_c$  и  $y_c$ ,  $x_k$  и  $y_k$  – это координаты точек на линиях спинки и корытца соответственно;  $x$  и  $y$  – координаты точки на средней линии профиля;  $r$  – радиус вписанной в профиль окружности с центром в точке  $(x; y)$ ;  $\theta$  – угловой коэффициент касательной к средней линии в точке  $(x; y)$ . Координаты симметричного профиля NACA 65-010 и распределение толщин вдоль хорды представлены в таблице 2.1.

Координаты средней линии для профиля с параметрами  $a=1$  и  $C_{l,o}=1$  представлены в таблице 2.2. Величина  $a$  характеризует долю от хорды, по длине которой (начиная от входной кромки) нагрузка на профиль постоянная. Кривизна средней линии профиля характеризуется проектным коэффициентом подъемной силы  $C_{l,o}$ . Значение  $C_{l,o}$  профиля зашифровано в его названии, это первая цифра (или две цифры в скобках) после дефиса, представленная в долях. Например, для профилей NACA 65-810 и NACA 65-(27)10  $C_{l,o}$  равняется 0,8 и 2,7 соответственно.

Для профилей разной кривизны угловой коэффициент касательной к средней линии  $\theta$  и координаты точек средней линии вычисляются по следующим зависимостям:

$$\begin{aligned}\theta &= C_{l,o} \cdot \theta_0, \\y &= C_{l,o} \cdot y_0, \\x &= x_0,\end{aligned}\tag{2.2}$$

где  $x_0$ ,  $y_0$ ,  $\theta_0$  – координаты точек средней линии и угловые коэффициенты касательных к средним линиям в этих точках для профиля с параметрами  $a=1$  и  $C_{l,o}=1$ , представленные в таблице 2.2.

Таблица 2.1 – Координаты симметричного профиля НАСА 65-010

$x$	$y$	$r$	$x$	$y$	$r$
0,00	0,000	0,000	40	5,057	4,996
0,50	0,752	0,772	45	5,029	4,963
0,75	0,890	0,932	50	4,870	4,812
1,25	1,124	1,169	55	4,570	4,530
2,50	1,571	1,574	60	4,151	4,146
5,00	2,222	2,177	65	3,627	3,682
7,50	2,709	2,647	70	3,038	3,156
10,00	3,111	3,040	75	2,451	2,584
15,00	3,746	3,666	80	1,847	1,987
20,00	4,218	4,143	85	1,251	1,385
25,00	4,570	4,503	90	0,749	0,810
30,00	4,824	4,760	95	0,354	0,306
35,00	4,982	4,924	100	0,150	0,000

Таблица 2.2 – Координаты средней линии для профиля с параметрами  $a=1$  и  $C_{l,o}=1$ 

$x_o$	$y_o$	$\theta_0$	$x_o$	$y_o$	$\theta_0$
0	0,000	-	40	5,355	0,03225
0,50	0,250	0,42120	45	5,475	0,01595
0,75	0,350	0,38875	50	5,515	0,00000
1,25	0,535	0,34770	55	5,475	-0,01595
2,50	0,930	0,29155	60	5,355	-0,03225
5,00	1,580	0,23430	65	5,150	-0,04925
7,50	2,120	0,19995	70	4,860	-0,06745
10	2,585	0,17485	75	4,475	-0,08745
15	3,365	0,13805	80	3,980	-0,11030
20	3,980	0,11030	85	3,365	-0,13805
25	4,475	0,08745	90	2,585	-0,17485
30	4,860	0,06745	95	1,580	-0,23430
35	5,150	0,04925	100	0,000	-

Общий вид расчетного домена представлен на рисунке 2.1. На боковых поверхностях домена наложено граничное условие окружной периодичности. Входная граница домена расположена на расстоянии одной хорды от входной кромки профиля, выходная граница – трех хорд от выходной кромки. Поскольку сравнение проводилось с результатами продувки плоской решетки, а расчетная сетка строилась в осесимметричной постановке, то для задания оси выбирался максимально большой радиус, на котором спиралевидная закрутка домена не

играет существенной роли. В данной задаче - это 1400 мм. Количество лопаток в венце выбиралось исходя из условия обеспечения требуемой густоты решетки. Хорда и высота лопаток приняты равными 127 мм.

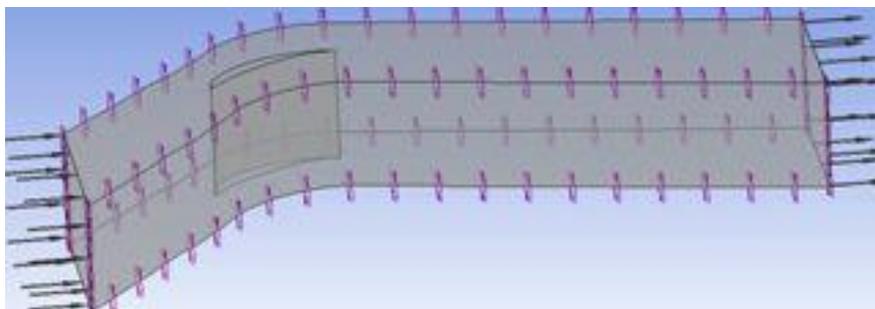


Рисунок 2.1 – Расчетный домен с профилем НАСА 65-(27)10

Граничные условия задавались по принципу: полное давление, полная температура и направление потока на входе; статическое давление на выходе. Также задавалось значение параметра "Reference Pressure", равное 100000 Па, для снижения ошибок при округлении, когда изменение динамического давления в расчетной области домена мало по сравнению с абсолютным значением давления. Полное давление и температура на входе принимались равными 101300 Па (задавалось 1300 Па с учетом параметра "Reference Pressure") и 288 К соответственно. Статическое давление на выходе выбиралось из условия обеспечения скорости потока от 29 до 41 м/с в соответствии с экспериментом. На концевых поверхностях задавалось условие "free slip" (без трения). Тем самым моделировалось условие гладких ограничивающих поверхностей. В самом эксперименте [95] такое течение достигалось путем отсоса пограничного слоя на этих поверхностях. Расчетное исследование проведено с использованием различных моделей турбулентности. Основное внимание было уделено моделям  $k-\varepsilon$  и SST. Количество ячеек расчетной сетки изменялось в широком диапазоне для поддержания значения параметра  $y^+$  в пределах от 0,1 до 150 в зависимости от используемой модели турбулентности.

На рисунке 2.2 представлено распределение коэффициента давления  $S$  вдоль профиля лопатки, который рассчитывался по следующей зависимости:

$$S = \frac{P^* - P_{M\text{ ст}}}{P_{1\text{ дин}}}, \quad (2.3)$$

где  $P^*$  - полное давление в венце,  $P_{M\text{ ст}}$  – статическое давление вдоль профиля лопатки,  $P_{1\text{ дин}}$  – динамическое давление на входе в венец.

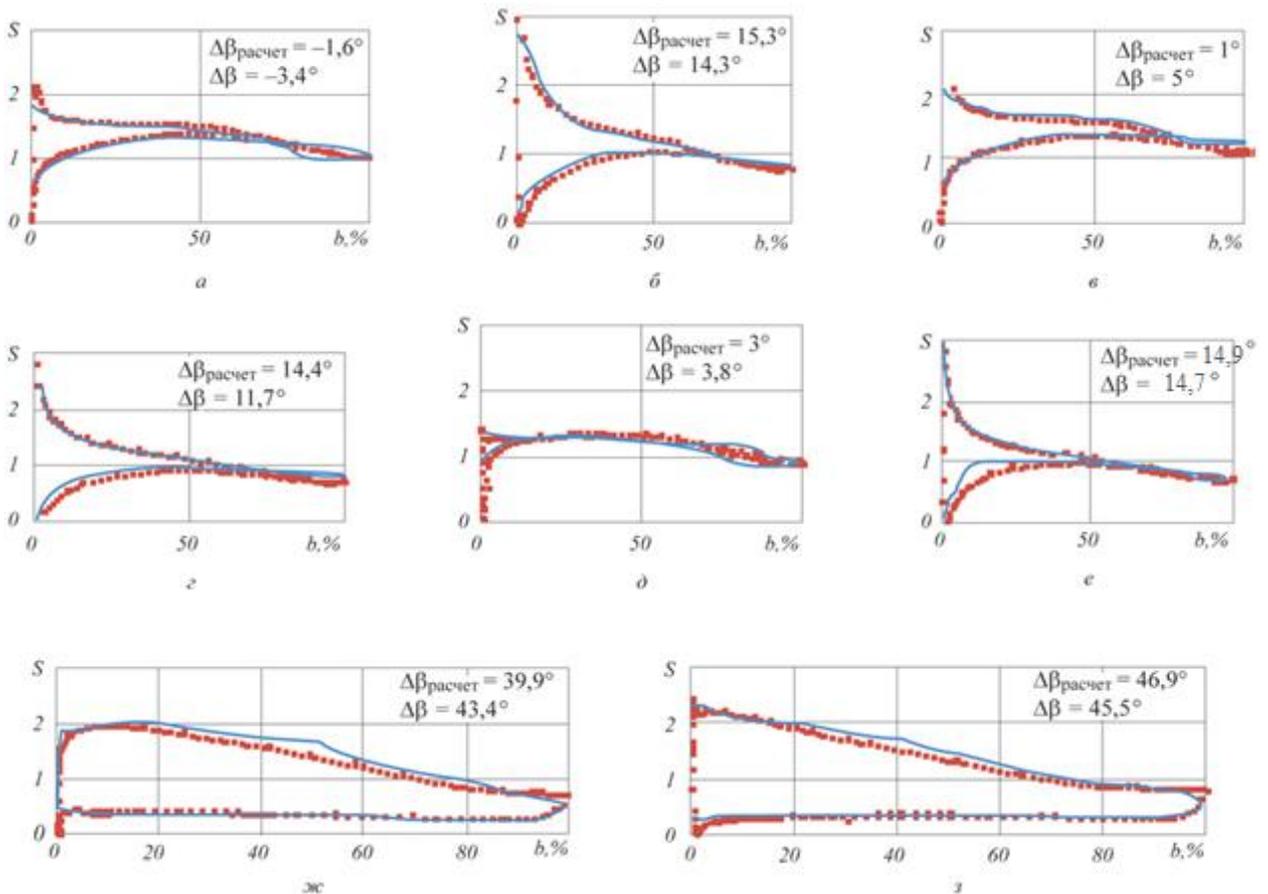


Рисунок 2.2 – Распределение коэффициента давления вдоль профилей NASA 65-010 (a-f) и NASA 65- (27)10 (j, h) при различной комбинации параметров:  
 а.  $b/t=1$ ,  $\beta_1=30^\circ$ ,  $\alpha_1=-3^\circ$ ; б.  $b/t=1$ ,  $\beta_1=30^\circ$ ,  $\alpha_1=17^\circ$ ; в.  $b/t=1$ ,  $\beta_1=45^\circ$ ,  $\alpha_1=-3^\circ$ ; г.  $b/t=1$ ,  $\beta_1=45^\circ$ ,  $\alpha_1=15^\circ$ ; д.  $b/t=1,5$ ,  $\beta_1=45^\circ$ ,  $\alpha_1=5^\circ$ ; е.  $b/t=1,5$ ,  $\beta_1=45^\circ$ ,  $\alpha_1=17^\circ$ ; ж.  $b/t=1$ ,  $\beta_1=45^\circ$ ,  $\alpha_1=27^\circ$ ; з.  $b/t=1$ ,  $\beta_1=45^\circ$ ,  $\alpha_1=33^\circ$ ;  
 маркеры – результаты моделирования при расчете на сетке, насчитывающей 100 000 ячеек модели турбулентности k-ε, сплошные линии – экспериментальные данные

На рисунке маркерами показаны результаты моделирования при расчете на сетке, насчитывающей 100000 ячеек и модели турбулентности k-ε, а сплошными линиями – экспериментальные данные. Для профилей с небольшой кривизной средней линии ( $C_{l,0} < 2,4$ ) результаты моделирования во всем диапазоне варьируемых параметров при различной густоте расчетной сетки и модели турбулентности хорошо согласуются с результатами экспериментальных продувок и близки между собой. Сходимость расчета во всех случаях достигала

уровень  $10^{-5}$ . В то же время для профилей с большой кривизной средней линии ( $C_{l,o} > 2,4$ ) получено, что расчетная модель может не корректно предсказывать отрыв пограничного слоя с поверхности лопатки вблизи выходной кромки. При использовании модели турбулентности k-ε сходимость расчета за 100 итераций плавно доходит до уровня невязок  $10^{-5}$ , а при модели турбулентности SST – только до уровня  $10^{-4}$ . При этом модель турбулентности SST предсказывает более интенсивный срыв и меньший в среднем на два градуса угол поворота потока, чем при использовании модели k-ε.

На рисунке 2.3 представлены результаты сравнения угла поворота потока и коэффициента подъемной силы в эксперименте и расчетном исследовании. Угол выхода потока в лопаточном венце на расстоянии трех хорд (3b на рисунке) от выходной кромки профиля по результатам моделирования во всех случаях несколько превышает угол, полученный при эксперименте. Наибольшее совпадение было достигнуто в случае замера параметров на расстоянии одной хорды (1b) от выходной кромки. Стоит отметить, что точность определения угла поворота потока в венце существенно влияет на определение коэффициента сопротивления и в меньшей степени на коэффициент подъемной силы профиля.

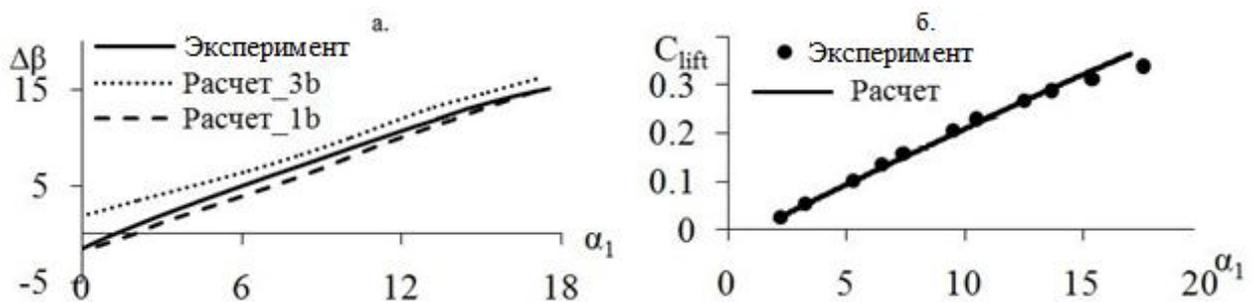


Рисунок 2.3 – Зависимость изменения угла поворота потока (а) и коэффициента подъемной силы (б) от угла атаки для профиля NASA 65-010 при  $b/t=1,5$  и  $\beta_1=45^\circ$

На рисунке 2.4 представлено распределение значений числа Маха для профиля NASA 65-(27)10 при  $b/t=1$ ,  $\beta_1=45^\circ$ ,  $\alpha_1=17,5$ . Результаты моделирования течения в венце с данным профилем показывают отрыв потока со спинки лопатки. По результатам экспериментальных продувок отрыв практически отсутствует. На рисунке представлено распределение значений числа Маха при моделировании с

использованием двух моделей турбулентности – k-ε и SST с "Transitional Turbulence" – "Gamma Theta Model" (далее просто GTM). При расчете на модели турбулентности k-ε и  $y^+=20-100$  угол поворота оказывается меньшим относительно эксперимента в среднем на 1,5 градуса и наблюдается более ранний отрыв потока. Из рисунка видно, что модель турбулентности k-ε предсказывает менее интенсивный отрыв потока со спинки лопатки в сравнении с расчетом на модели турбулентности SST GTM при  $y^+=1$ .

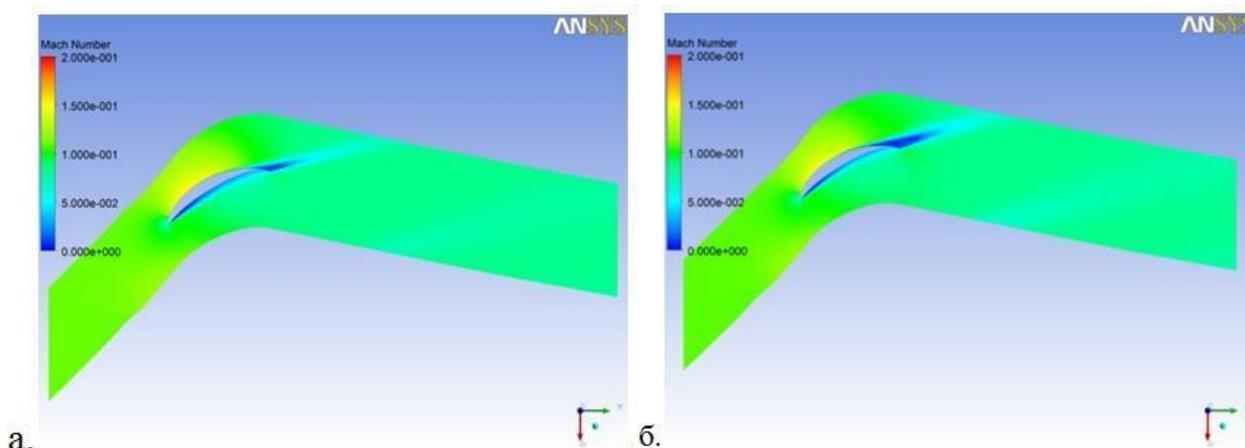


Рисунок 2.4 – Распределение чисел Маха для профиля NACA 65- (27)10 при  $b/t=1$ ,  $\beta_1=45^\circ$ ,  $\alpha_1=17,5$  при расчете: k-ε,  $y^+=100$  (а); SST GTM,  $y^+=1$  (б)

В целом можно сделать вывод, что результаты моделирования продувки решетки профилей при низких скоростях потока хорошо согласуются с экспериментом. Все численные модели показали схожие результаты.

### 2.1.2. Моделирование продувок плоских компрессорных решеток из профилей A-40 при высоких дозвуковых значениях числа Маха

Данные экспериментального исследования продувок плоских компрессорных решеток профилей A-40 при большой дозвуковой скорости потока представлены в работе А.И. Бунимовича и А.А. Святогорова [12]. Изменения полного и статического давления и угла входа потока на различных расстояниях от решетки в ходе эксперимента показали, что вдоль шага решетки полное давление практически не изменяется, а угол входа потока и число Маха на входе при удалении от решетки на один шаг выравниваются. Так задание углов

входа потока выполнялось с точностью до 1 градуса. Число Маха на входе определялось по измерениям давления на стенке в нескольких точках на расстоянии приблизительно одного шага перед решеткой и по измерениям полного давления. Замеры параметров на выходе из решетки проводились на расстоянии 20% от хорды лопаток. В работе отмечается, что при удаленности линии измерений за решеткой в пределах 0,2-0,6 от хорды разница в величинах угла выхода потока составляет не более 1,5 градуса, а коэффициента потерь – от 10 до 15%.

Координаты симметричного профиля А-40 представлены в таблице 2.3. Относительная максимальная толщина профиля А-40 равна 10%, радиусы закругления входной и выходной кромки приняты 5,5% и 5% от максимальной толщины профиля соответственно. При построении изогнутого профиля абсциссы ординаты профиля А-40 увеличивались в отношении длины средней линии к хорде. Абсциссы откладывались вдоль средней линии, а ординаты – перпендикулярно ей.

Таблица 2.3 – Координаты симметричного профиля А-40

x, %	y, %	x, %	y, %	x, %	y, %
0	0	15	4,16	60	4,442
1	1,14	20	4,55	70	3,783
1,5	1,43	25	4,788	80	2,85
2,5	1,85	30	4,927	90	1,722
5	2,55	35	4,986	95	1,003
7,5	3,09	40	5	100	0
10	3,525	50	4,858	-	-

В данной работе представлено сравнение результатов экспериментальной и численной продувки решетки из профилей 10А40/15П45 при густоте  $b/t=1,3$  и угле установки профиля 62,6 градуса. Профиль 10А40/15П45 характеризуется следующими геометрическими параметрами: относительная толщина – 10%; исходный профиль – А40; угол изгиба – 15 градусов; средняя линия – парабола (П); абсцисса максимальной вогнутости – 45% от хорды профиля. Уравнение средней линии (параболы) имеет следующий вид:

$$\frac{1}{y} = \frac{\operatorname{ctg}(\chi_1)}{x} + \frac{\operatorname{ctg}(\chi_2)}{b-x}, \quad (2.4)$$

где:

$$\begin{aligned} \chi_1 &= \frac{\varepsilon}{2} \cdot (1 + 2 \cdot (1 - 2 \cdot \bar{x}_f)); \\ \chi_2 &= \frac{\varepsilon}{2} \cdot (1 - 2 \cdot (1 - 2 \cdot \bar{x}_f)), \end{aligned} \quad (2.5)$$

Здесь  $x$  и  $y$  – это координаты средней линии;  $\varepsilon$  - угол изгиба средней линии;  $\bar{x}_f$  – положение максимальной вогнутости средней линии в долях хорды.

Постановка задачи выполнена аналогично описанному ранее подходу для профилей серии НАСА-65. При расчетах были использованы различные подходы к моделированию турбулентности, представленные в программном комплексе Ansys CFX. Количество ячеек расчетной области варьировалось в широком диапазоне от 20000 до 1500000 в зависимости от типа выбранной модели турбулентности.

Полное давление и полная температура на входе в расчетный домен принимались равными 101300 Па и 288 К соответственно. Направление потока на входе в решетку задавалось составляющими скорости потока в декартовой системе координат. При каждом угле атаки задача рассчитывалась для широкого диапазона статических давлений на выходе из решетки с шагом 500-1000 Па, что обеспечивало получение результатов для значений числа Маха, соответствующих эксперименту. Потери полного давления в данном случае рассчитывались по следующей зависимости:

$$\xi = \frac{P_1^* - P_2^*}{P_1^*}, \quad (2.6)$$

где  $P_1^*$  и  $P_2^*$  – полное давление на входе в венец и выходе из него соответственно.

Результаты моделирования при использовании модели турбулентности k- $\varepsilon$  с расчетной сеткой в 100000 ячеек представлены на рисунке 2.5. Сравнение данных расчета и эксперимента проводилось по характеристикам решетки, построенным для величин числа Маха 0,4, 0,6, 0,7 и 0,75. При малых числах Маха на входе в

решетку и углах атаки, меньших 5 градусов, наблюдается обтекание профилей без отрыва потока. Коэффициент потерь в данном случае не велик и с изменением угла атаки меняется незначительно. При положительных углах атаки, превышающих 5 градусов, происходит отрыв потока со спинки профиля с увеличением потерь. Повышение угла атаки, свыше 7,5 градусов, приводит к активному развитию отрывных течений.

Из зависимостей потерь полного давления от угла атаки (Рисунок 2.5а) видно, что по результатам моделирования получены завышенные значения потерь в диапазоне углов атаки от -5 до +5 градусов. В целом численное исследование предсказывает более широкий диапазон работы решетки профилей. То есть можно сказать, что модель прогнозирует более устойчивую работу решетки на повышенных углах атаки. Так из графика изменения угла поворота потока в лопаточном венце от угла атаки (Рисунок 2.5б) видно, что по экспериментальным данным интенсивный отрыв потока наблюдается на углах атаки, превышающих 7,5 градусов, тогда как моделирование предсказывает более поздний отрыв потока. На рисунке 2.5в показаны зависимости изменения угла отставания потока от угла атаки при различных значениях числа Маха. Отметим, что полученный характер изменения кривых по данным численного и натурального экспериментов совпадают, но при этом модель занижает значение углов отставания потока.

Похожие результаты при сравнении данных эксперимента и численного моделирования решетки профилей показаны в работе [97].

Аналогичным образом была поставлена задача для других моделей турбулентности. Например, на рисунке 2.6 представлены результаты для числа Маха 0,6, где были использованы следующие модели турбулентности:  $k$ - $\epsilon$ , двухпараметрическая нелинейная модель  $k$ - $\epsilon$  EARSM, модель BSL (модифицированная  $k$ - $\omega$ ), BSL GTM, модель сдвиговых напряжений SST, SST GTM, модель Спаларта и Аллмараса SA.

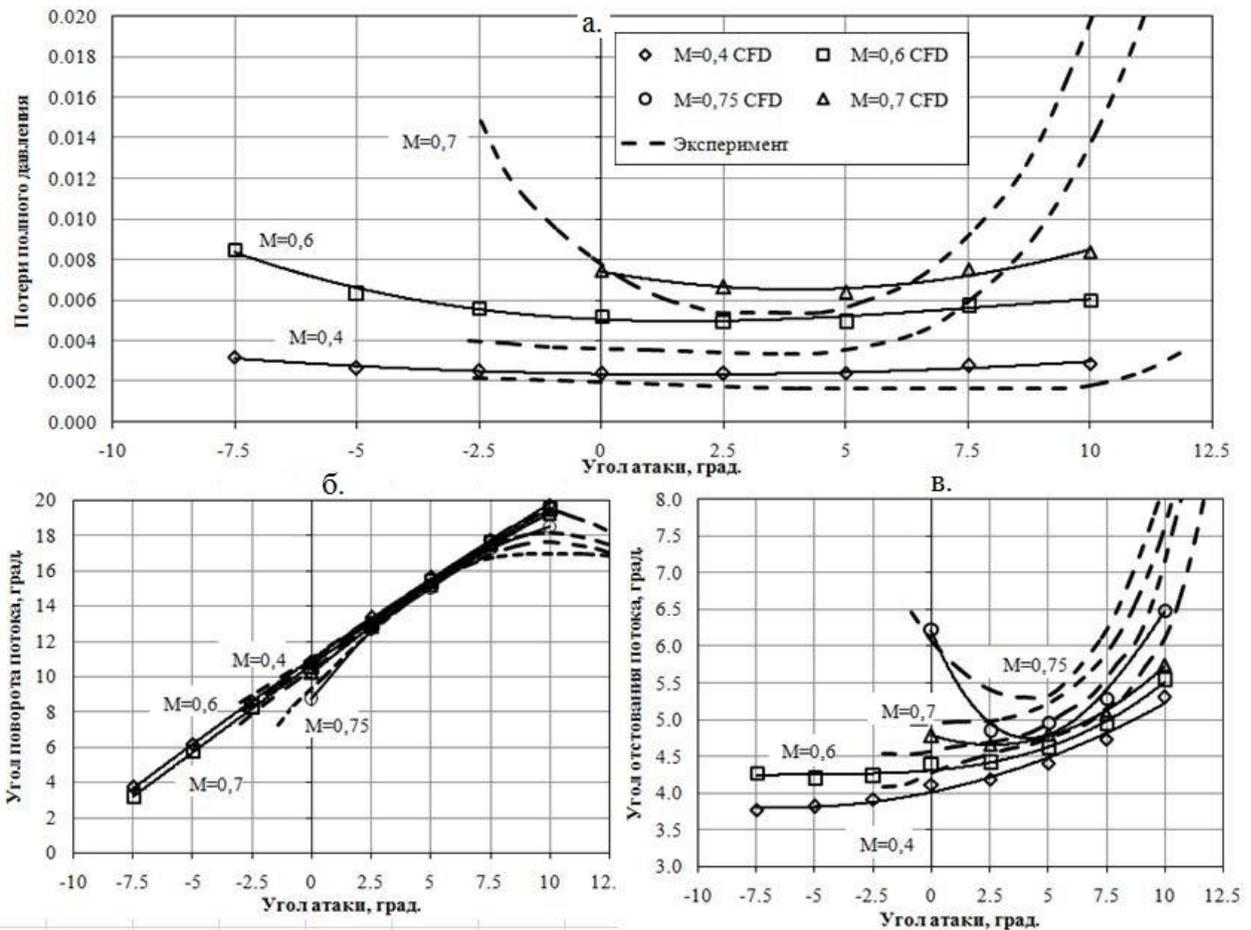


Рисунок 2.5 – Сопоставление аэродинамических характеристик решетки из профилей 10А40/15П45, полученных по результатам натурального и численного экспериментов: зависимости изменения потерь полного давления (а), угла поворота (б) и угла отставания потока (в) от угла атаки

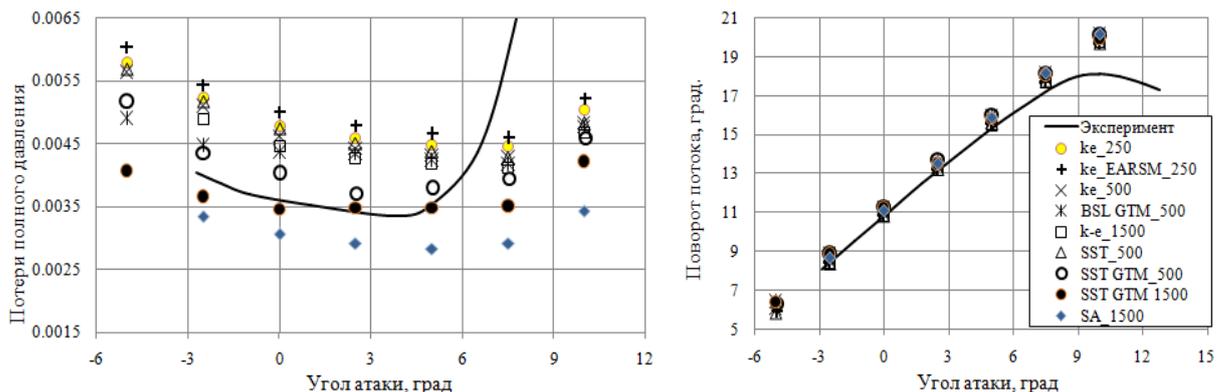


Рисунок 2.6 – Результаты численного моделирования задачи продувки решетки из профилей 10А40/15П45 при числе Маха 0,6: зависимости изменения потерь полного давления (а) и угла поворота (б) от угла атаки

В результате, лучшее совпадение расчетных и экспериментальных данных получено при сравнении режимов работы решетки с углами атаки в диапазоне от -5 до +5 градусов при использовании модели турбулентности SST GTM с

разбиением расчетной области на 1500000 ячеек (при поддержании параметра  $y^+ < 2$ ). При этом из рисунке 2.7 видно, что модель предсказывает отрыв потока при угле атаки, на 3-5 градусов превышающий критический по данным натуральных испытаний.



Рисунок 2.7 – Зависимость изменения потерь полного давления от угла атаки по результатам натурального и численного (SST GTM, 1500000 ячеек) экспериментов продувки решетки из профилей 10А40/15П45 при числе Маха 0,6

Использование высокорейнольдсовой модели турбулентности k-ε, за счет меньших требований к сеточному разбиению, позволяет значительно сократить время расчета. При этом по результатам моделирования видно, что характер полученных данных (при небольших углах атаки) совпадает с экспериментом и моделью SST GTM, а по величине завышает потери полного давления в среднем на 1% (в абсолютном значении). Кроме того расчет на модели k-ε показал наилучшую сходимость решения. Сходимость задачи до уровня невязок  $10^{-5}$  достигается за 30-100 итераций в зависимости от режима течения, тогда как сходимость задачи на модели SST GTM с 1500000 ячейками доходит до уровня  $10^{-4}$ - $10^{-5}$  за 150-300 итераций.

Эти выводы можно использовать при постановке оптимизационных задач, когда решение повторяется многократно с разными вариантами формы профилей с целью нахождения наилучшего из них. В таком случае время расчета одного варианта существенно влияет на суммарное время решения оптимизационной задачи. Так срок выполнения расчетов на сетке 1500000 ячеек более чем в 10 раз превышает срок, приходящийся на расчет модели с сеточным разбиением в 100000-250000 ячеек (Рисунок 2.8а). В проведенных расчетах параметр "Timescale Factor" задавался равным 10, что позволило получить оптимальную скорость сходимости решения до требуемой величины невязок ( $10^{-5}$ ). Значения параметров,

таких как угол поворота потока и потери полного давления, при различной густоте расчетной сетки показаны на рисунке 2.8б. Видно, что разница при разбиении на 100000 и 1500000 ячеек составляет около 0,7 градуса по углу поворота и 0,0003 по потерям. Таким образом, на первом этапе оптимизационного исследования с целью экономии вычислительных ресурсов можно с достаточной точностью использовать модель  $k-\varepsilon$ . Окончательные результаты оптимизации необходимо просчитывать на модели SST GTM для получения уточненных данных по величине потерь полного давления в лопаточном венце.

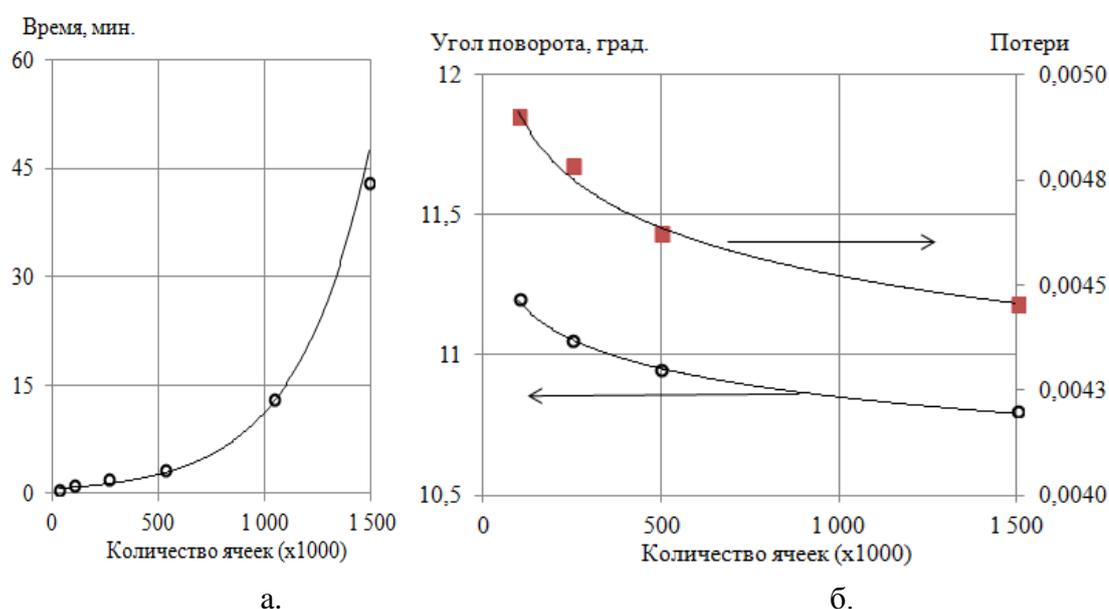


Рисунок 2.8 – Зависимость времени расчета на персональном компьютере с 4х ядерным процессором Intel Core i7 и 8Гб оперативной памяти (а) и величин параметров решетки (б) от густоты сеточного разбиения расчетной области

## 2.2. Численное исследование течения в ступени осевого компрессора

В данном разделе представлено исследование классических компрессорных ступеней на дозвуковых (K-50-1) и трансзвуковых (Stage 35) скоростях потока.

### 2.2.1. Расчетное исследование течения в ступени K-50-1 при дозвуковой скорости потока

Параметры ступени K-50-1 показаны в таблице 2.4 [26, 66].

На основании данных численного исследования течения в плоских компрессорных решетках (п. 2.1) сделаны выводы о целесообразности использования двух моделей турбулентности –  $k-\varepsilon$  и SST. Аналогичным образом

проводится постановка расчетного исследования в ступени компрессора. Граничные условия задавались по принципу: полное давление и полная температура на входе, статическое давление на выходе. На границах расчетной области между соседними венцами используется тип осреднения «Stage». На концевых поверхностях и профильной части лопаток наложено условие «No slip wall». Расчетная модель представлена на рисунке 2.9.

Таблица 2.4 – Геометрические параметры ступени К-50-1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Величина			
			ВНА	РК	ПНА	СА
Наружный диаметр	$D_n$	мм	250	250	250	250
Внутренний диаметр	$D_{вн}$	мм	150	150	154.6	154.6
Втулочное отношение	$d_{вт}$	-	0.6	0.6	0.6	0.6
Длина лопатки на входе	$L$	мм	49.75	49.75	49.75	49.75
Хорда лопатки	$b$	мм	30	30	30	30
Количество лопаток	$z$	шт	34	22	22	24
Средняя относительная длина лопатки	$A$	-	1.63	1.63	1.63	1.63
Относительный шаг на наружном диаметре	$t/b$	-	0.77	1.19	1.19	1.09
Относительный радиальный зазор	$S_r$	%	0.51	0.51	0.51	0.51
Относительный осевой зазор	$S_z$	-	0.24	0.24	0.24	0.24

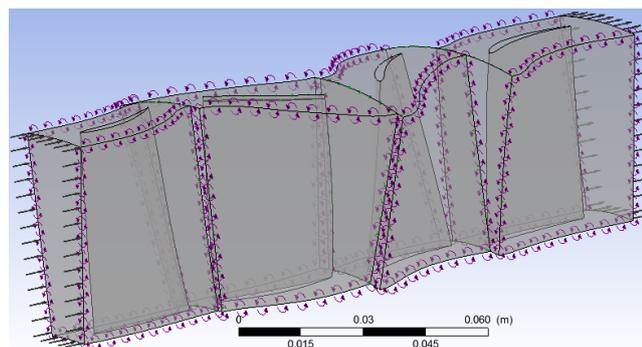


Рисунок 2.9 – Расчетная модель ступени К-50-1

Результаты моделирования сравнивались с данными натурального эксперимента [26, 66]. Для построения сравнительных характеристик использовались следующие зависимости. Коэффициент напора:

$$\psi = \frac{H_{ад} \cdot 2}{U_n^2}, \quad (2.7)$$

где  $\psi$  – коэффициент напора;  $H_{ad}$  – адиабатический напор ступени;  $U_n$  – окружная скорость на наружном радиусе.

Адиабатический напор ступени:

$$H_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot RT_1 \left[ \left( \frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] + \frac{C_3^2 - C_1^2}{2}, \quad (2.8)$$

где  $\kappa$  – коэффициент адиабаты;  $T_1$  – статическая температура перед рабочим колесом;  $P_1, P_3$  – статическое давление перед рабочим колесом и за поворотным направляющим аппаратом;  $C_1, C_3$  – абсолютная скорость перед рабочим колесом и за поворотным направляющим аппаратом.

Коэффициент расхода:

$$\varphi = \frac{G}{\gamma_1^* \cdot F_1 \cdot U_n}, \quad (2.9)$$

где  $G$  – расход воздуха в контрольном сечении перед рабочей лопаткой;  $\gamma_1^*$  – плотность воздуха;  $F_1$  – площадь в расчетных сечениях.

Плотность:

$$\gamma_1^* = \frac{P_1^*}{R \cdot T_1^*}, \quad (2.10)$$

где  $P_1^*$  – полное давление перед рабочим колесом;  $T_1^*$  – полная температура перед рабочим колесом;  $R$  – газовая постоянная.

На рисунке 2.10 представлено сравнение характеристик ступени по коэффициентам напора и расхода при окружной скорости на периферии ступени 220 м/с, полученным по данным продувки ступени в аэродинамической трубе [26, 66] и результатам численного исследования. Частота вращения рабочего колеса задавалась равной 16807 об/мин.

Результаты моделирования при использовании модели турбулентности  $k-\varepsilon$  на расчетной сетке различной густоты показали близкие результаты. Поэтому для данной модели рекомендуется разбиение расчетной области на 100000-250000 ячеек для каждого лопаточного венца. Полученная характеристика хорошо

совпадает с данными эксперимента. Наибольшее расхождение получено на концевых частях характеристики. Анализ расчетов на моделях SST и SST GTM показал необходимость применения более густой сетки: от 500000-750000 и выше. Из рисунка видно, что для модели SST вблизи концевых участков, линия имеет характер, повторяющий изгиб экспериментальной характеристики, в отличие от модели k-ε. При этом средняя часть рассчитанной характеристики лежит ниже экспериментальной.

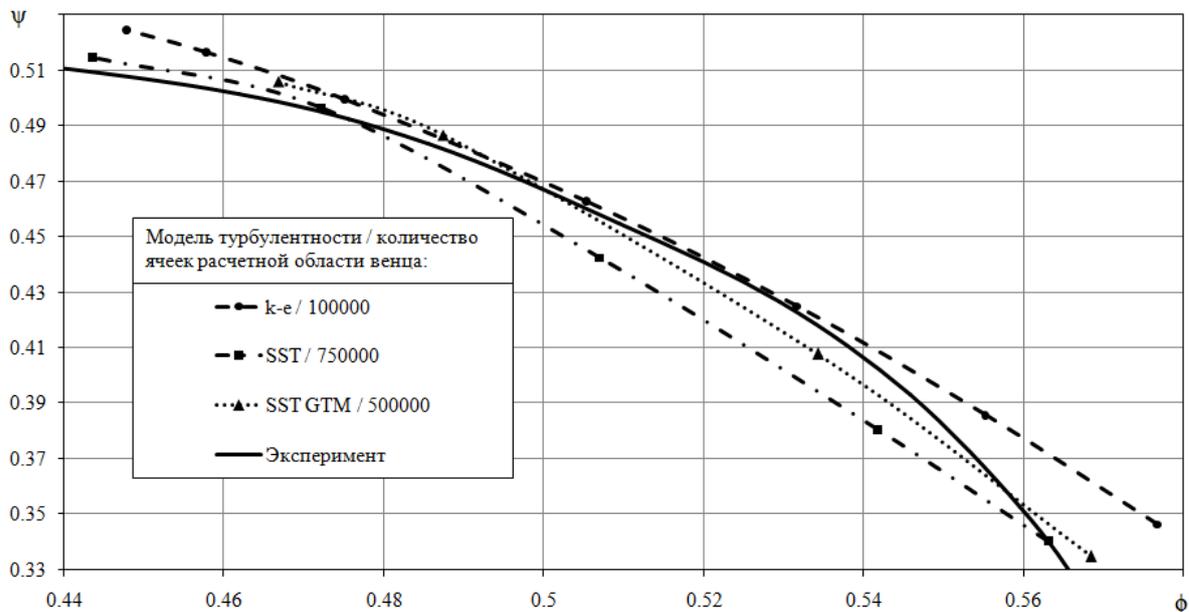


Рисунок 2.10 – Сравнение характеристик ступени К-50-1, полученных по данным эксперимента и численного моделирования

На основании результатов сравнения экспериментальных данных и результатов моделирования течения в ступени К-50-1 можно сделать выводы, аналогичные полученным в п. 2.1, о целесообразности использования модели турбулентности k-ε в широком диапазоне изменения коэффициента расхода, что позволяет проводить расчет течения с приемлемой точностью за относительно короткие сроки.

### 2.2.2. Расчетное исследование течения в ступени Stage 35 при трансзвуковой скорости потока

Параметры ступени Stage 35 представлены в таблице 2.5. Координаты профилей лопаток, а также экспериментальные данные продувок содержатся в работах [13, 31, 68, 106].

Таблица 2.5 – Параметры ступени Stage 35

Наименование параметра	Единицы измерения	Значение
Степень повышения полного давления	-	1,820
Расход воздуха,	кг/с	20,188
Адиабатический КПД ступени	-	0,828
Относительный диаметр втулки	-	0,7
Густота решетки РК	-	1,19
Густота решетки НА	-	1,26
Количество лопаток РК	шт	36
Количество лопаток НА	шт	46

Постановка расчетного исследования проводилась аналогично ранее описанным подходам. На основании полученных выше рекомендаций расчет проводился на модели турбулентности k- $\epsilon$ . Общее количество ячеек сетки для каждого венца в разных вариантах расчета составляет 100000 – 550000. Расчетная модель Stage 35 представлена на рисунке 2.11.

Для транс- и сверхзвуковых высоконапорных ступеней существенное влияние на точность расчета оказывает выбор типа граничных условий. На входе в расчетный домен задается полное давление и полная температура потока. При расчете ступени на режимах с малыми степенями повышения давления, где линия характеристики проходит практически вертикально, в качестве граничного условия на выходе задано статическое давление. При расчете в области режимов выше рабочего на выходе задается массовый расход воздуха.

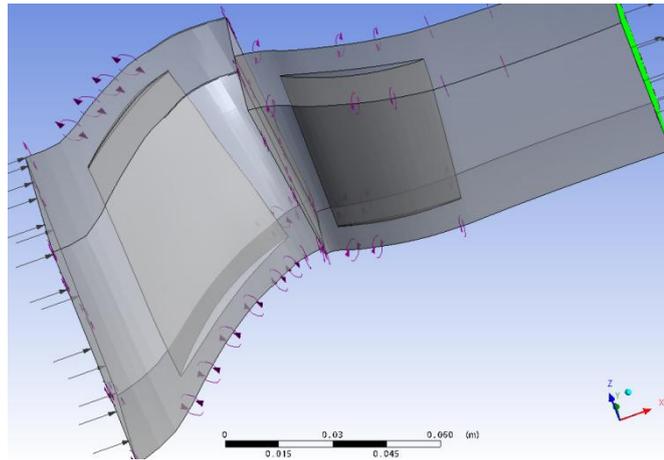
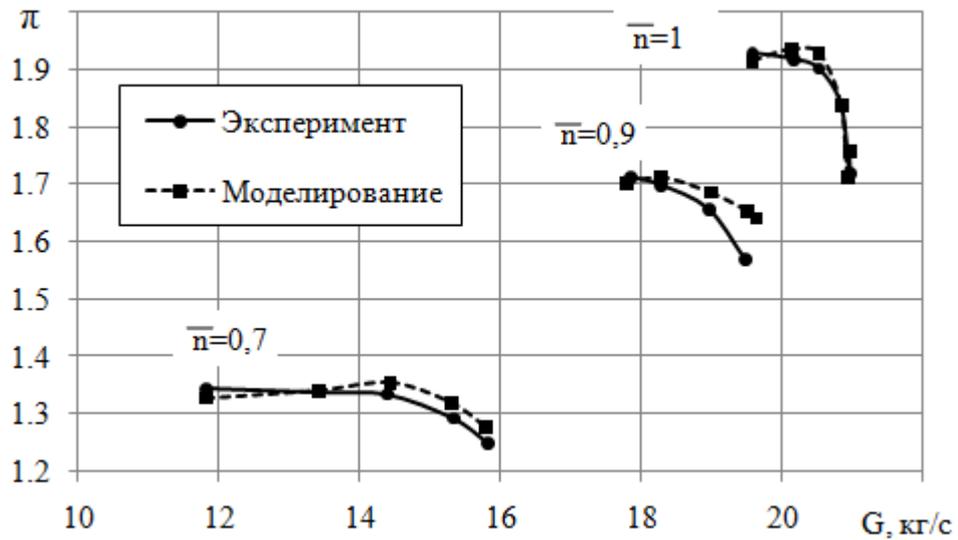


Рисунок 2.11 – Расчетная область ступени Stage 35

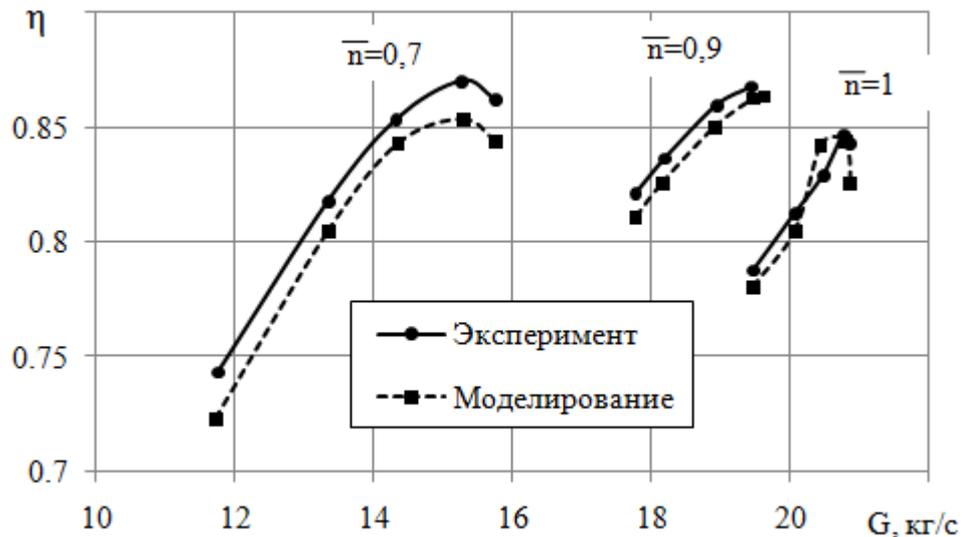
Сравнение характеристик ступени в координатах «степень повышения давления – расход» и «КПД – расход», полученных по данным эксперимента [106] и по результатам численно моделирования, представлено на рисунке 2.12. Из рисунка видно, что результаты расчетов хорошо согласуются с результатами эксперимента. Наибольшие расхождения получены вблизи границы устойчивой работы ступени. Отклонения между экспериментальными и расчетными данными составили:

- в рабочей точке на номинальной частоте вращения – 0,51% по степени повышения давления и 0,43% по значению адиабатического КПД;
- в рабочей точке на частоте вращения 90% от номинальной – 0,72% и 1,10% соответственно;
- в рабочей точке на частоте вращения 70% – 0,91 и 1,20% соответственно.

Полученные результаты свидетельствуют о целесообразности применения подобной постановки численного исследования течения в ступени при трансзвуковой скорости потока.



а.



б.

Рисунок 2.12 – Сопоставление характеристик ступени, полученных по данным эксперимента [106] и численного моделирования: «степень повышения давления – расход» (а) и «КПД – расход» (б)

### 2.3. Численное исследование течения в осевом компрессоре натурной ГТУ

С целью постановки задачи численного исследования течения в проточной части многоступенчатого компрессора были проведены испытания натурной ГТУ, построена расчетная модель ОК и представлены результаты сравнения экспериментальных и расчетных данных.

### 2.3.1. Испытания осевого компрессора натурной ГТУ

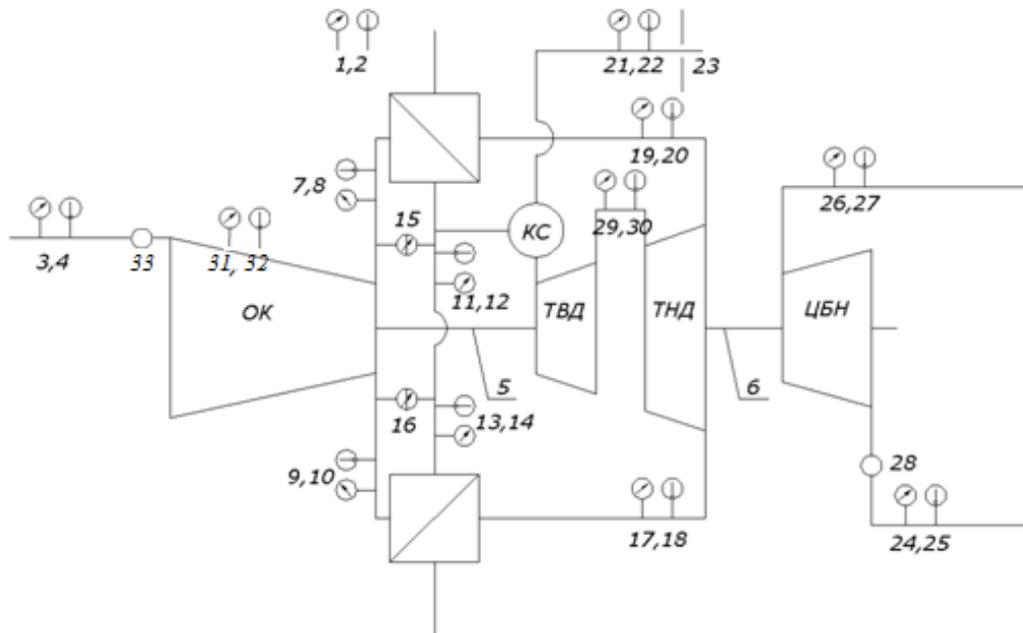
Принципиальная схема измерений при испытаниях газоперекачивающего агрегата ГТК-10-4 с центробежным компрессором 370-18-1 СПЧ 370-76-1,23 представлена на рисунке 2.13б. Для верификации численной модели использовались данные испытаний, проводившихся в цехе №3 Пангодинского ЛПУ МГ ООО «Газпром трансгаз Югорск» на агрегате ст.№37.

В ходе испытаний были организованы замеры температуры и давления над рабочими лопатками четвертой ступени ОК. Данные замеры были организованы в связи с известными проблемами указанного осевого компрессора в части запаса газодинамической устойчивости и несогласованностью работы входной и выходной группы ступеней [58]. Известны случаи перепроектирования лопаток (изменения их числа) именно четвертой ступени. Схема организации измерения статических давления и температуры над рабочими лопатками 4-й ступени компрессора представлена на рисунке 2.14.

Замер расхода воздуха осуществлялся с помощью установленной на всасе осевого компрессора напорной трубки TORBAR. Кроме того расход воздуха через компрессор дополнительно определялся пересчетом через эффективную мощность установки и замеренные параметры цикла ГТУ. Разница между полученными значениями расхода не превысила 2%. В ходе испытаний также проводились замеры следующих параметров воздуха: температура и давления атмосферного воздуха, температура на всасе в осевой компрессор, разрежение на всасе, температура и давление за осевым компрессором в левом и правом воздуховодах. На основании полученных данных рассчитывались значения степени повышения давления, степени повышения температуры и политропного КПД ОК.



а.



б.

Рисунок 2.13 – Испытания ГПА ст.№37 (а) и схема измерений (б):

1-барометрическое давление; 2-температура наружного воздуха; 3-температура на входе ОК; 4-разряжение на входе ОК; 5-частота вращения ротора ОК-ТВД; 6-частота вращения ротора ТНД-ЦН; 7-давление воздуха в левом воздуховоде перед регенератором; 8-температура воздуха в левом воздуховоде перед регенератором; 9-давление воздуха в правом воздуховоде перед регенератором; 10-температура воздуха в правом воздуховоде перед регенератором; 11-давление воздуха в правом воздуховоде после регенератора; 12-температура воздуха в правом воздуховоде после регенератора; 13-давление воздуха в левом воздуховоде после регенератора; 14-температура воздуха в левом воздуховоде после регенератора; 15-перепад давления между воздуховодами до и после регенератора по левой стороне; 16-то же по правой стороне; 17-давление продуктов сгорания в выхлопном газоходе ГТУ; 18-температура продуктов сгорания в выхлопном газоходе ГТУ; 19-давление продуктов сгорания в выхлопном газоходе ГТУ; 20-температура продуктов сгорания в выхлопном газоходе ГТУ; 21-давление топливного газа; 22-температура топливного газа; 23-перепад давления на расходомерной диафрагме топливного газа; 24-температура технологического газа на входе в нагнетатель; 25-давление технологического газа на входе в нагнетатель; 26-давление технологического газа на выходе нагнетателя; 27-температура технологического газа на выходе нагнетателя; 28-расход газа через ЦН; 29-давление продуктов сгорания между ТВД и ТНД; 30-температура продуктов сгорания между ТВД и ТНД (измерение не возможно); 31- статическое давление над РЛ 4й ступени; 32-статическая температура над РЛ 4й ступени; 33-расход воздуха через ОК

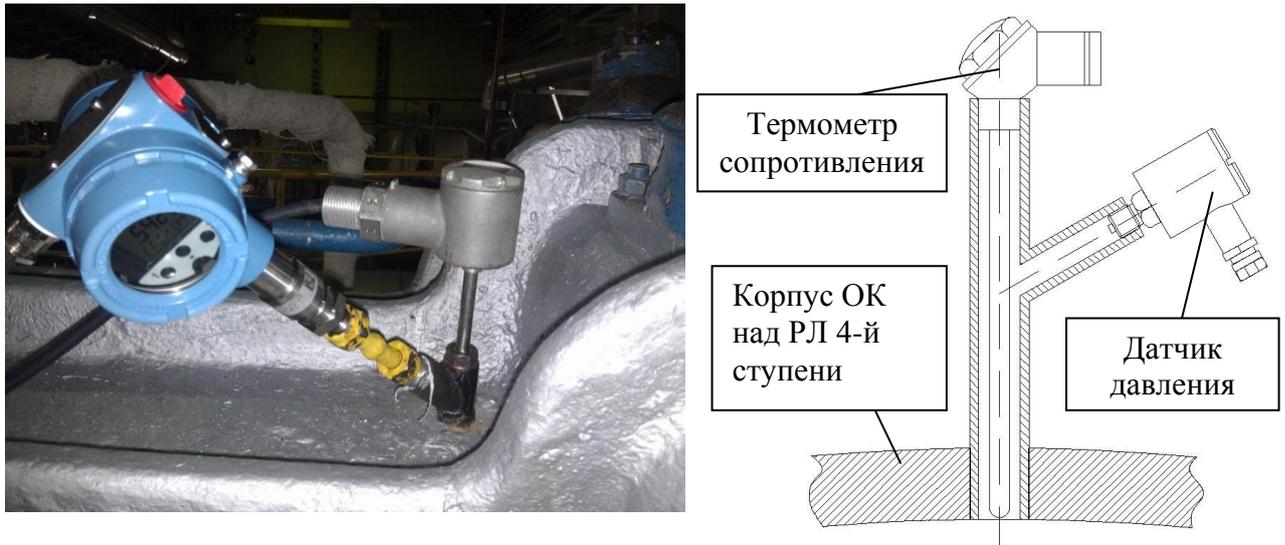


Рисунок 2.14 – Схема организации измерения статических давления и температуры над рабочими лопатками 4-й ступени

### 2.3.2. Постановка численного исследования

Модель лопаток построена по результатам обмера реального ремонтного комплекта лопаток. Общее количество ячеек расчетной области составило более  $2 \times 10^6$  ячеек. В качестве модели турбулентности используется - k-ε. Граничные условия задавались по принципу: полное давление и температура на входе и статическое давление на выходе. Сходимость результатов расчета вблизи рабочей точки достигает  $10^{-5}$ .

Граничные условия при выполнении расчетов задавались в соответствии с конкретными физическими значениями параметров, зарегистрированных при эксперименте. Статическое давление подбиралось таким образом, чтобы добиться заданной степени повышения полного давления.

Пример расчетной сетки и модель компрессора, составленная из доменов, представлены на рисунке 2.15.

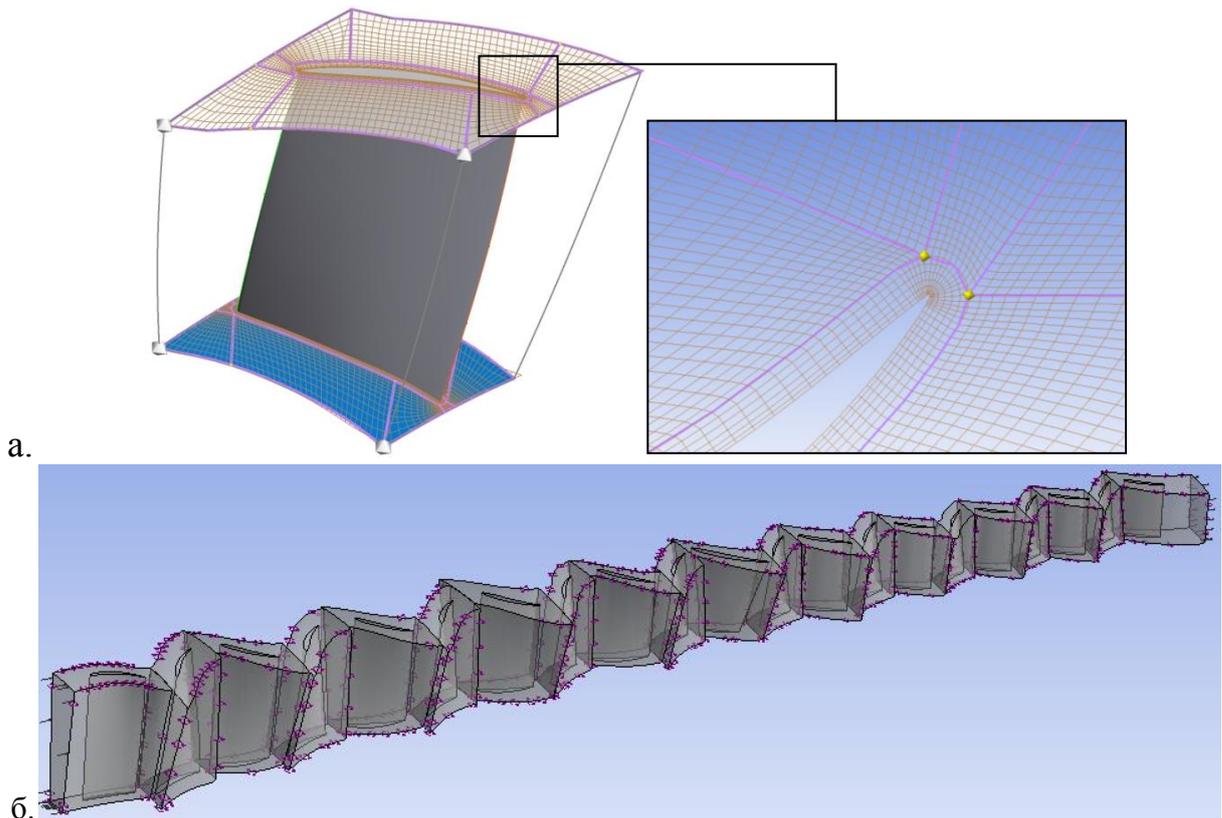


Рисунок 2.15 – Расчетная сетка домена (а) и модель компрессора, составленная из доменов (б)

Для оптимизации расчетного времени с учетом производительности вычислительной техники в расчетной модели приняты следующие допущения:

- поверхность лопаточного аппарата и меридиональных обводов задана как поверхность без скольжения (no slip wall), однако шероховатость в данном расчете не учитывалась. В общем случае шероховатость влияет на параметры пограничного слоя, скорости вблизи лопаток. Как следствие, можно ожидать завышенные значения расхода по результатам расчетных данных. Однако, учет шероховатости ведет к существенному ухудшению сходимости расчетной модели на режимах вблизи границы устойчивости, связанному, опять же, с параметрами пограничного слоя, что влияет на определение областей отрыва потока. Поскольку исследуемый компрессор работает вблизи границы ГДУ и запас устойчивости в рабочей точке минимальный, принято решение не учитывать физические размеры шероховатости лопаточного аппарата;

- величина радиальных зазоров принята равной 1 мм (по паспортным значениям допускается 0,8-1,2 мм);

- не учитывался отбор воздуха из камеры противоположных клапанов на охлаждение турбины высокого давления, так как эта величина сопоставима с разницей в расходах на входе и выходе в расчетную область компрессора на режимах вблизи границы устойчивости. Относительная величина отбора составляет 0,4..0,5% от массового расхода воздуха через ОК. Это потребовало бы усложнения расчетной модели, а точность и адекватность физической картины течения в отборе влечет проведение дополнительного исследования, так как канал отбора расположен над расчетным доменом рабочего колеса и необходимо тщательное преобразование физических параметров при создании расчетной области камеры отбора;

- не учитывалось наличие надроторного устройства над рабочими лопатками первой ступени, что также связано с усложнением расчетной модели и дополнительной верификацией способов расчетного исследования течения в подобных конструкциях;

- как отмечалось выше, над рабочим колесом четвертой ступени предусмотрено технологическое отверстие, через которое в ходе испытаний было организовано измерение давления и температуры. В расчетной модели данные величины находились как осредненные по поверхности корпуса в домене рабочего колеса (area averaged).

Для сопоставления расчетных и экспериментальных данных были выбраны следующие параметры: степень повышения полного давления, политропный КПД компрессора, расход воздуха через компрессор, статическое давление над рабочими лопатками четвертой ступени, температура над четвертой ступенью.

### **2.3.3. Сопоставление экспериментальных данных с результатами численного моделирования**

На рисунках 2.16-2.19 приведено сопоставление измеренных и расчетных параметров в абсолютном выражении. На горизонтальной оси отложен порядковый номер режима испытаний. Для каждого режима на рисунках 2.16-2.19

указаны диапазоны погрешностей значений соответствующего параметра, который составляет 1%.

Получено, что по степени повышения давления удалось добиться минимальной погрешности. Расхождение по температуре за компрессором лежит в пределах 2%. Выпадение отдельных точек можно объяснить низкой сходимостью расчета вблизи границы устойчивости. Аналогичная картина наблюдается для температуры воздуха над рабочей лопаткой четвертой ступени, в то время как давление в этом месте имеет существенно большее расхождение. Эту разницу можно объяснить в первую очередь большими скоростями потока и большим изменением этих скоростей на периферии рабочего колеса. Как следствие, осреднение параметров потока по всей площади домена рабочего колеса, который в осевом направлении приблизительно в два раза длиннее, чем диаметр отверстия для замера давления, может давать отклонение от измеренных значений. Выбор меньшей площади для нахождения этой величины требует существенного усложнения модели и требует более подробного и точного задания граничных условий. Площадь осреднения давления равнялась площади домена над рабочим колесом.

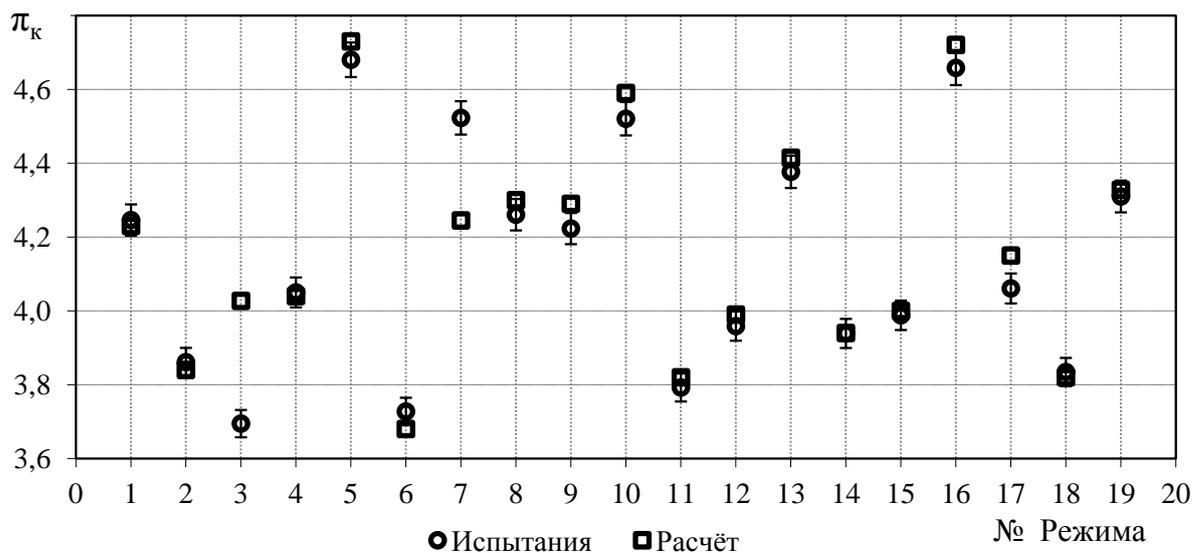


Рисунок 2.16 – Сопоставление расчетных и экспериментальных величин степени повышения полного давления по режимам испытаний

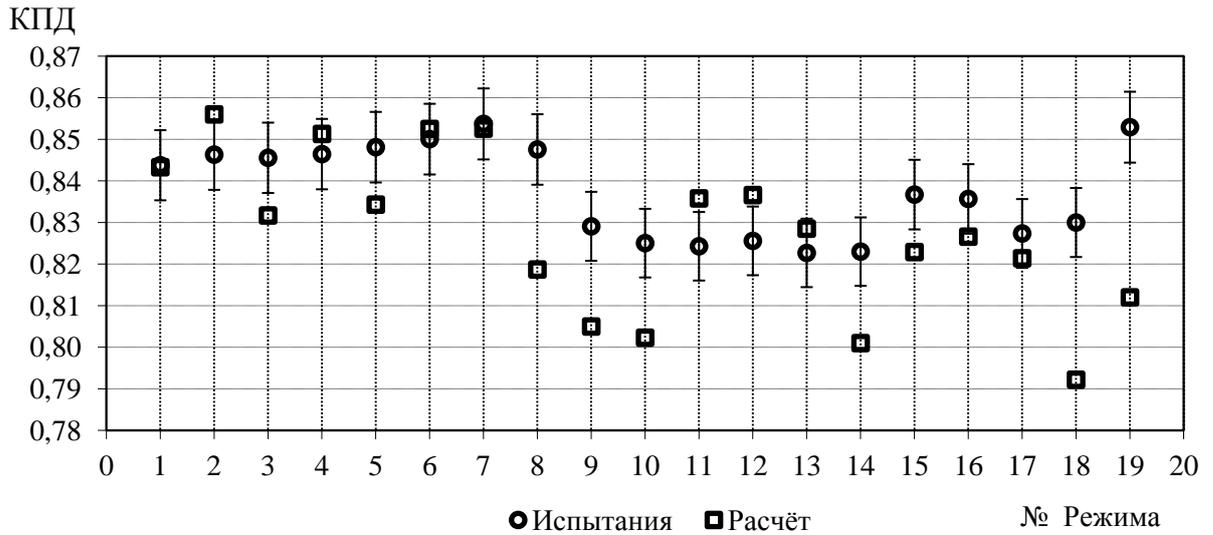


Рисунок 2.17 – Сопоставление расчетных и экспериментальных величин политропного КПД по режимам испытаний

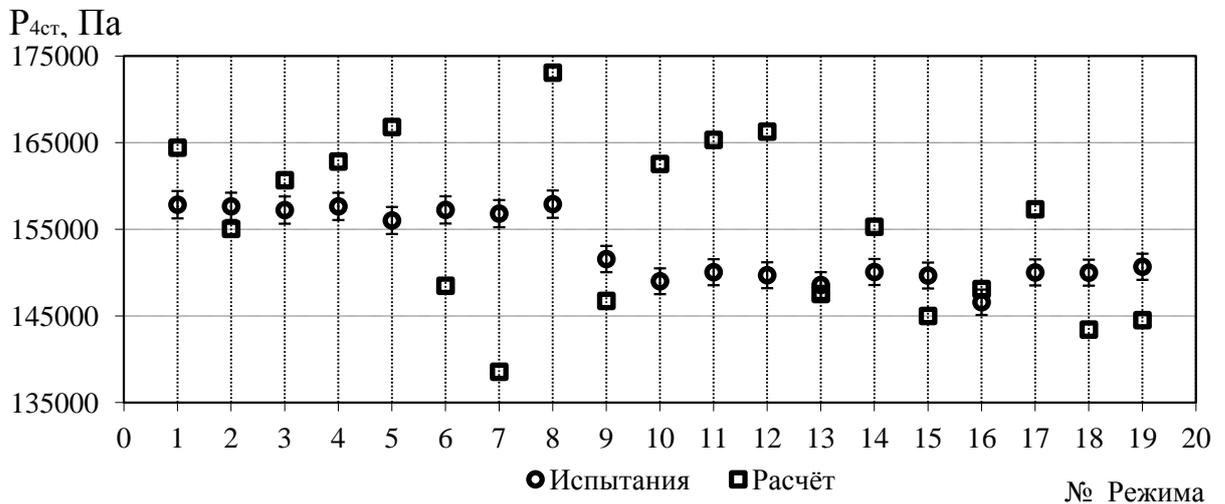


Рисунок 2.18 – Сопоставление расчетных и экспериментальных величин давления над рабочей лопаткой четвертой ступени по режимам испытаний

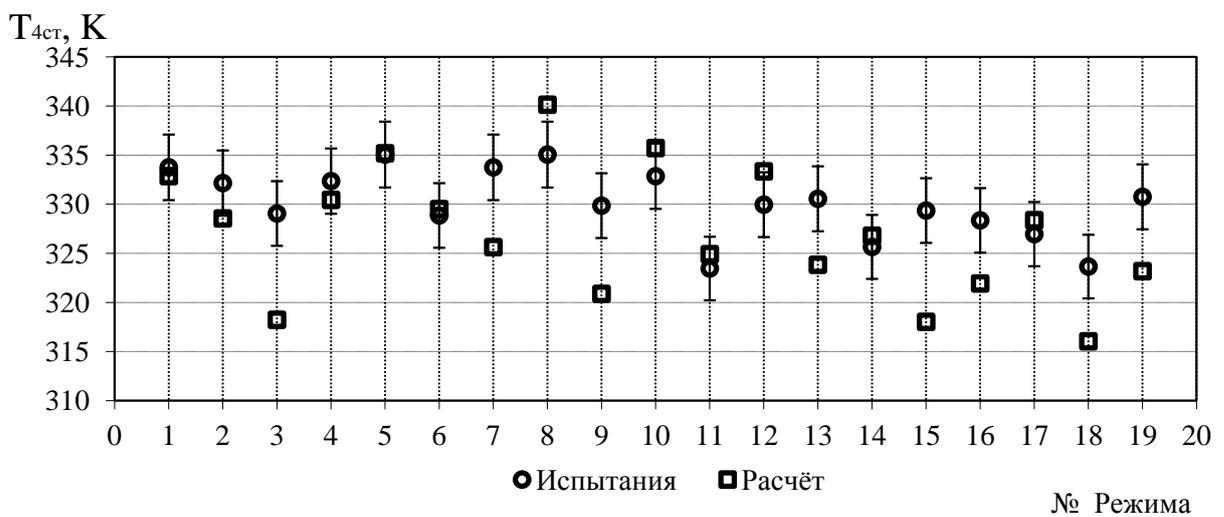


Рисунок 2.19 – Сопоставление расчетных и экспериментальных величин температуры над рабочей лопаткой четвертой ступени по режимам испытаний

Таким образом, по результатам расчета компрессора на режимах испытаний получены следующие среднеквадратичные отклонения:

- расход воздуха: 6%;
- степень повышения полного давления: 1,0%;
- температура на выходе из компрессора: 1,2%;
- политропный КПД: 1,0%;
- температура над четвертой ступенью: 1,8%;
- давление над четвертой ступенью: 3,6%.

Помимо решения задачи верификации был проведен анализ течения в осевом компрессоре ГТУ.

По результатам проведенных ранее исследований [58] в рассматриваемом компрессоре имеет место рассогласование отдельных ступеней. Так, например, третья и в особенности четвертая ступени даже на номинальном режиме работают с углами атаки в спинку. То есть расходная составляющая скорости в этих ступенях превышает расчетное значение. Наиболее сильное отрывное течение наблюдается на направляющих лопатках четвертой ступени. Аналогичные результаты были получены при моделировании. Это наблюдение подтверждается и опытом эксплуатации, и неоднократными модернизациями в первую очередь именно лопаточного аппарата четвертой ступени. Известны случаи повышения густоты решеток, изменения углов установки, изменения максимальной толщины профиля рабочих и направляющих лопаток четвертой ступени для повышения их прочностных характеристик.

Анализ структуры потока и аэродинамических параметров каждого венца в отдельности показал, что периферийная область рабочего колеса первой ступени также работает вблизи границы устойчивой работы и небольшое превышение противодавления на выходе ведет к отрыву потока на периферии всего отсека 1-4 ступени.

Из опыта эксплуатации установок ГТК-10-4, подтвержденного результатами проведенных испытаний, известно о неравномерном расходе через правый и левый регенераторы, что можно видеть по разнице в перепаде давления на них и

разнице величины подогрева. Данное явление можно объяснить высокой остаточной закруткой на выходе из компрессора.

По результатам расчетного исследования на рисунке 2.20 представлено распределение по высоте угла выхода потока из направляющего аппарата десятой ступени. Видно, что среднее значение угла не превышает 60 градусов. Вследствие сильной закрутки вихрь сохраняется до разделения на два потока на выходе из компрессора.

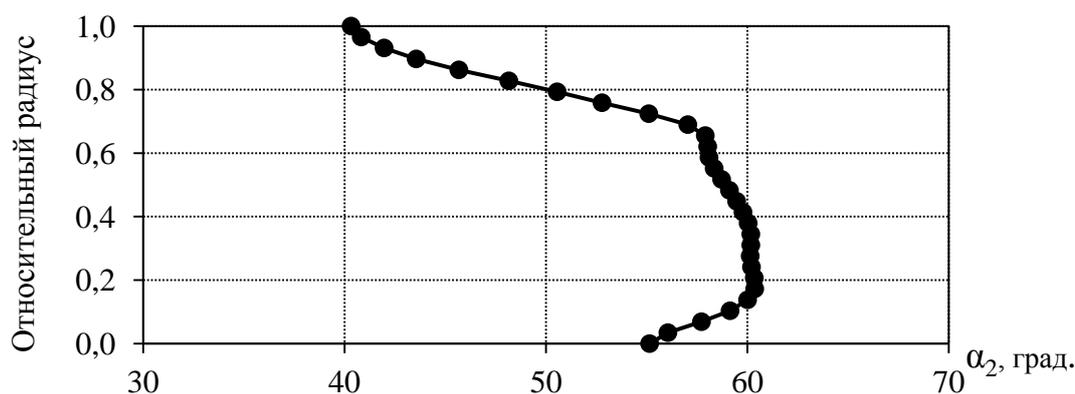


Рисунок 2.20 – Распределение угла выхода из компрессора по высоте межлопаточного канала

Отмеченные и показанные особенности течения в ОК, согласующиеся с данными других исследований, косвенно подтверждают адекватность построенной расчетной модели компрессора.

## 2.4. Выводы по главе

1. Выполнено численное моделирование течения в плоских компрессорных решетках профилей серии НАСА 65 и профиля 10А40/15П45 в широком диапазоне значений числа Маха. Рассмотрены различные комбинации модели турбулентности и густоты расчетной сетки при решении поставленных задач. Получены зависимости изменения потерь полного давления, угла поворота потока в венце и угла отставания при различных углах атаки, а также распределение потерь давления вдоль профиля лопатки.

На основании полученных результатов установлено, что:

– при низких скоростях потока все расчетные модели хорошо согласуются с экспериментальными данными;

– при больших дозвуковых значениях числа Маха рассмотренные модели превышают диапазон устойчивой работы решетки; наилучшее совпадение результатов моделирования получено в диапазоне углов атаки от  $-5$  до  $+5$  градусов;

– оптимальный баланс между точностью расчета потерь и минимальными временными затратами на вычисления возможны при использовании модели турбулентности  $k$ - $\epsilon$ ;

– наилучшее совпадение с экспериментом показывает использование модели турбулентности SST с "Transitional Turbulence" – "Gamma Theta Model" при поддержании параметра  $y^+ < 2$ ;

На основании вышесказанного рекомендуется при оптимизации формы профиля лопатки для численного исследования течения в межлопаточном канале использовать модель турбулентности  $k$ - $\epsilon$ .

2. Проведено численное исследование течения в ступени К-50-1 при дозвуковой скорости потока и трансзвуковой ступени Stage 35. Получено хорошее соответствие экспериментальных данных и результатов численного моделирования. Подтверждена целесообразность использования модели турбулентности  $k$ - $\epsilon$  на номинальном и близком к нему режимах работы ступени на основании результатов сравнения экспериментальных данных и результатов моделирования течения в компрессорных ступенях.

3. Проведены специализированные теплотехнические испытания ГТУ типа ГТК-10-4 и построена расчетная модель осевого компрессора данной ГТУ для численного исследования течения в его проточной части. На основании экспериментальных данных была проведена верификация расчетной модели компрессора. Наибольшее расхождение (до 6%) получено по значению расхода воздуха через компрессор.

### **ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА ТОПОЛОГИИ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ ЕЕ ФОРМЫ**

Процесс оптимизации плоской компрессорной решетки предполагает рассмотрение множества конфигураций форм профиля. Для решения оптимизационной задачи используется параметрическое описание его геометрии. Изменяя параметры такой математической модели можно получить оптимальную форму пера лопатки, которая будет удовлетворять поставленным аэродинамическим и прочностным требованиям. Одним из основных вопросов в данном случае является выбор подхода к построению профиля - топологии. Под топологией профиля в работе понимаются принципы параметрического описания геометрической формы профиля, наилучшим образом позволяющие осуществлять его последующую оптимизацию.

В данной главе описана предложенная топология профиля и приводится ее физическое обоснование. Разработан и представлен автоматизированный алгоритм профилирования лопатки на основании предложенной топологии профиля и алгоритм параметрического описания исходного профиля произвольной геометрии в соответствии с разработанной топологией.

#### **3.1. Построение параметрической модели профиля, ее физическое обоснование и выбор переменных оптимизации**

На основании анализа проведенного в главе 1, сделаны выводы о целесообразности применения для описания формы лопаточного профиля кривых Безье. При этом разрабатываемая топология должна обеспечивать возможность получения множества форм профиля пера лопатки при минимальном количестве параметров (переменных оптимизации), с целью упрощения и сокращения времени процесса оптимизации. Важным вопросом является выбор пределов изменения переменных оптимизации и наложения требуемых геометрических ограничений.

Ключевым требованием, предъявляемым к топологии профиля, с точки зрения поставленной цели исследования является оптимальный выбор

переменных оптимизации, который впоследствии при анализе результатов оптимизационного исследования позволит выявить зависимости между геометрическими параметрами профиля и аэродинамическими характеристиками потока. Выбор подхода к построению геометрической модели профиля лопатки при решении задачи его оптимизации во многом зависит от выбора самой схемы оптимизации. В проводимом исследовании расчет аэродинамических характеристик течения в плоской решетке профилей осуществляется в программном комплексе Ansys, который оснащен внутренним геометрическим модулем DesignModeler. Его отличительной особенностью является ограниченный набор параметрических кривых, которые могут быть использованы при описании обвода профиля. Применение сторонних CAD программ также сопровождается рядом сложностей, описанных в главе 1, и приводит к усложнению алгоритма оптимизации. Таким образом, разрабатываемая топология профиля должна не только обеспечивать требуемую универсальность при профилировании, но и быть достаточно гибкой для возможности ее внедрения в схему оптимизации.

Построение параметрической модели пера лопатки в исследовании проводится двумя способами. Первый способ заключается в использовании внутреннего геометрического модуля DesignModeler в ПК Ansys. Такой подход является самым простым для реализации, поскольку не требует интеграции в схему оптимизации дополнительного программного кода по созданию геометрии, но характеризуется ограниченными возможностями при построении параметрической модели. Трудностями в представленной постановке задачи является невозможность использования параметрической модели профиля, описанного кривыми Безье, а также сложность аппроксимации исходного профиля.

Для построения параметрической модели лопатки осевого компрессора в программном модуле Ansys DesignModeler были рассмотрены несколько вариантов описания формы профиля с использованием дуг окружностей, сплайнов и прямых. Формирование профиля дугами окружности, касательными

друг к другу, приводит к перекручиванию (пересечению) линий спинки, корытца и кромок профиля при варьировании его параметров (в данном случае в качестве переменных параметров могут выступать радиусы дуг окружностей). Это существенно ограничивает диапазон изменения параметров и требует наложения дополнительных условий, препятствующих такому недопустимому искривлению профиля. Частично данная проблема решается совместным использованием дуг окружностей, линий сплайна и прямых для задания линий спинки и корытца профиля. Но при этом снижается точность аппроксимации профиля лопатки и его плавность. Лучшим вариантом при работе в среде DesignModeler оказалось описание спинки и корытца линиями сплайна. При этом входная и выходная кромки сформированы дугами окружностей. Такое задание профиля лопатки позволило добиться высокой точности аппроксимации его формы и минимизировать возможность его искривления.

Между дугами окружностей и линиям сплайна наложено условие касательности. Координаты пяти точек на корытце и четырех точек на спинке, через которые проходят линии сплайна, были заданы в качестве параметров модели (Рисунок 3.1). Таким образом, изменением координат этих точек достигались различные варианты формы профиля пера лопатки. Крайние точки дуг окружностей входной и выходной кромок были зафиксированы. При этом радиусы кромок изменялись в зависимости от формы профиля. Точки профиля были пронумерованы, начиная с входной кромки со стороны корытца, далее пять точек на корытце, крайние точки дуги окружности выходной кромки, четыре точки на спинке и замыкались точкой на входной кромке со стороны спинки. Таким образом, профиль параметризован по тринадцати точкам. В качестве переменных оптимизации используется 18 параметров. Модель лопатки была получена вытягиванием построенного профиля в радиальном направлении.

Второй способ заключается в написании автоматизированного алгоритма профилирования, опирающегося на оптимальную для решения задачи топологию профиля, и его интеграции с программными комплексами Ansys и IOSO.

Предлагается следующая топология, представленная на рисунке 3.2.

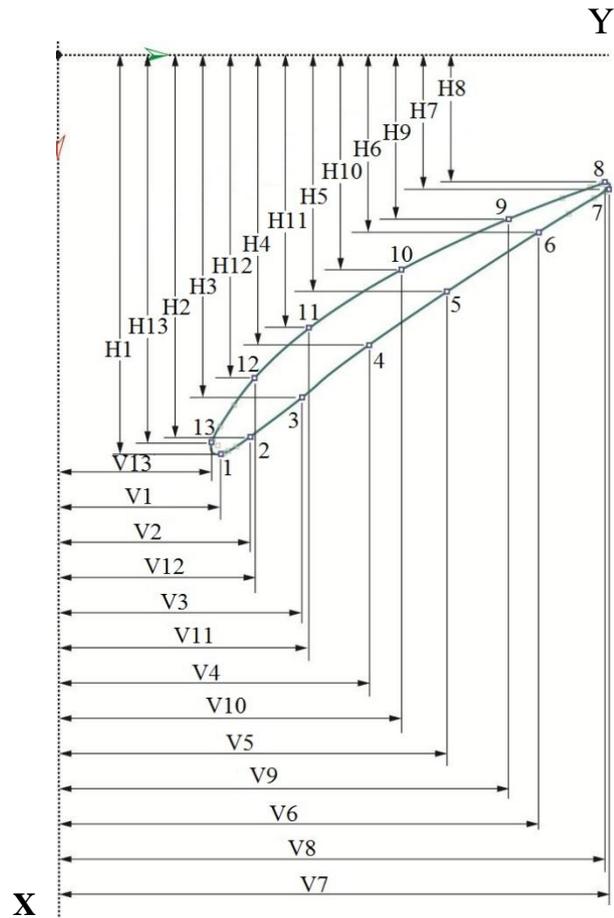


Рисунок 3.1 – Параметрическая модель профиля пера лопатки, построенная в геометрическом модуле DesignModeler

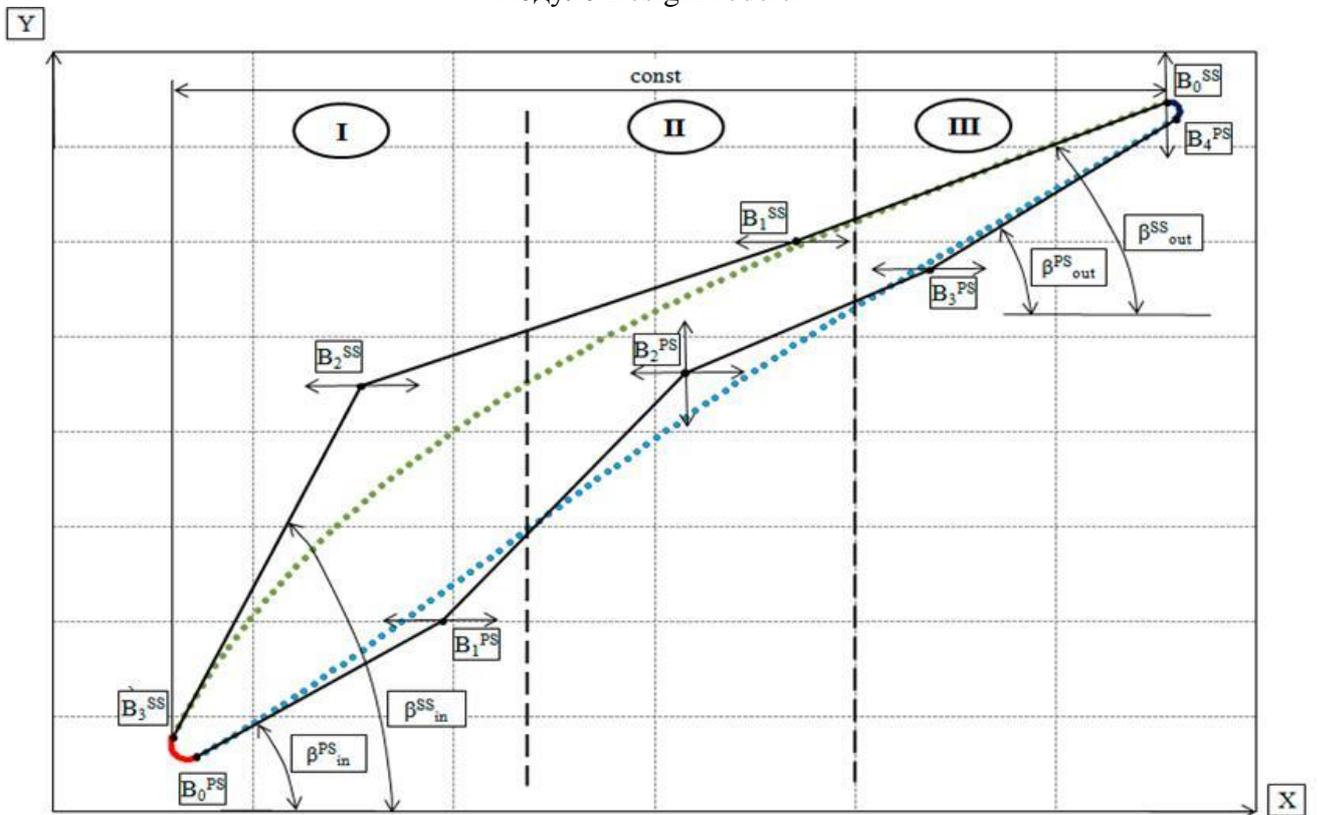


Рисунок 3.2 – Разработанная топология профиля пера лопатки

Спинка профиля описывается кривой Безье третьего порядка, корытце – кривой Безье четвертого порядка, что обусловлено стремлением добиться гибкого изменения формы профиля. Входная и выходная кромки заданы дугами окружностей. Это связано с повышенными прочностными требованиями к лопаткам и технологии их производства. Анализ влияния формы входной и выходной кромок на характеристики потока не включены в область исследуемых задач, хотя использование предлагаемого подхода допускает такую возможность. Математическое параметрическое представление кривой Безье имеет вид [65]:

$$P(t) = \sum_{i=0}^n B_i J_{n,i}(t), \quad 0 \leq t \leq 1, \quad (3.1)$$

где  $B_i$  – это  $i$ -я вершина многоугольника Безье,  $J_n$  – это базис Безье (базис Бернштейна или функция аппроксимации), который вычисляется как:

$$J_{n,i}(t) = \binom{n}{i} t^i (1-t)^{n-i}, \quad \binom{n}{i} = \frac{n!}{i!(n-i)!}, \quad (3.2)$$

$J_{n,i}(t)$  – это  $i$ -я функция базиса Бернштейна порядка  $n$ . Здесь  $n$  – порядок определяющей функции базиса Бернштейна и, следовательно, сегмента полиномиальной кривой. Значение  $n$  на единицу меньше количества точек определяющего многоугольника. Многоугольник Безье нумеруется от 0 до  $n^1$ .

Коэффициенты для кривой Безье третьего и четвертого порядка имеют вид:

$$\begin{aligned} J_{3,0}(t) &= (1-t)^3, & J_{4,0}(t) &= (1-t)^4, \\ J_{3,1}(t) &= 3t(1-t)^2, & J_{4,1}(t) &= 4t(1-t)^3, \\ J_{3,2}(t) &= 3t^2(1-t), & J_{4,2}(t) &= 6t^2(1-t)^2, \\ J_{3,3}(t) &= t^3, & J_{4,3}(t) &= 4t^3(1-t), \\ J_{4,4}(t) &= t^4. \end{aligned} \quad (3.3)$$

Следовательно, запишем параметрическое уравнение кривой Безье третьего и четвертого порядка соответственно:

$$P(t) = (1-t)^3 B_0 + 3t(1-t)^2 B_1 + 3t^2(1-t) B_2 + t^3 B_3, \quad (3.4)$$

$$P(t) = (1-t)^4 B_0 + 4t(1-t)^3 B_1 + 6t^2(1-t)^2 B_2 + 4t^3(1-t) B_3 + t^4 B_4.$$

Таким образом, задавая параметр  $t$ , можно получить координаты любой точки на спинке и корытце профиля лопатки.

Одним из преимуществ разработанной топологии является наличие возможности локального изменения формы профиля, которое происходит при смещении в плоскости контрольных точек кривых Безье. Изменяя заданные переменные, становится возможным получить любую форму профиля. Для задачи оптимизации выбиралось минимальное количество переменных оптимизации, необходимое для получения произвольной формы профиля.

На рисунке 3.2 показаны направления перемещения вершин и изменение углов граней многоугольников Безье в процессе оптимизации. На спинке профиля координаты точки  $B_3^{SS}$  и абсцисса точки  $B_0^{SS}$  зафиксированы. Это позволяет задать условие постоянства осевой длины венца. Координаты точек перехода линии корытца во входную и выходную кромки профиля ( $B_0^{PS}$  и  $B_4^{PS}$ ) и радиусы кромок определяются исходя из условия непрерывности первой производной в этих точках. Таким образом, крайние по профилю грани многоугольника Безье касательны к дугам окружностей входной и выходной кромок. В процессе оптимизации для получения новой формы профиля варьируются следующие параметры: абсциссы точек  $B_1^{SS}$ ,  $B_2^{SS}$ ,  $B_1^{PS}$ ,  $B_2^{PS}$ ,  $B_3^{PS}$ , ординаты точек  $B_0^{SS}$  и  $B_2^{PS}$ , углы наклона линий между точками  $B_3^{SS}$ - $B_2^{SS}$ ,  $B_0^{PS}$ - $B_1^{PS}$ ,  $B_0^{SS}$ - $B_1^{SS}$  и  $B_3^{PS}$ - $B_4^{PS}$ , которые определяют углы входа  $\beta_{in}$  и выхода  $\beta_{out}$  потока в лопаточном венце. Так, в процессе оптимизации используется 11 переменных, зная которые можно математически определить координаты любой точки на профиле. Это в свою очередь позволяет найти такие важные параметры как максимальная и минимальная толщина профиля, положение максимальной толщины, угол изгиба, момент инерции и т.д. Контролируя эти параметры, появляется возможность накладывать ограничения на форму профиля, что также важно с точки зрения прочности.

Отличительная особенность предлагаемого подхода заключается в том, что формирование профиля происходит без прямого изменения его средней линии и распределения толщины вдоль нее, а для исключения недопустимо тонких вариантов профилей накладываются ограничения на его максимальную и минимальную толщину.

Для физического обоснования представленной топологии профиль лопатки условно разделен на три участка (римские цифры на рисунке 3.2). На первом участке угол  $\beta_{in}^{SS}$  может использоваться для контроля и адаптации профиля к положительным углам атаки. Перемещение точки  $B_2^{SS}$  в осевом направлении позволяет контролировать длину и кривизну участка на спинке профиля за входной кромкой, что влияет на структуру пограничного слоя. Например, положение точки перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный вдоль спинки профиля играет существенную роль на величину потерь. Оптимальное положение точки  $B_2^{SS}$  будет существенно зависеть от чисел Маха и Рейнольдса. При выборе угла выхода потока со спинки профиля  $\beta_{out}^{SS}$  и положения абсциссы точки  $B_1^{SS}$  изменяется кривизна участков II и III со стороны спинки, что определяет уровень нагрузки на данный участок. Таким образом, изменяя перечисленные параметры можно добиться оптимального распределения скоростей вдоль спинки профиля. Так, известно, что максимум подъемной силы соответствует резкому торможению потока вблизи выходной кромки и положению точки перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный на спинке примерно на 30% от длины хорды [39].

На первом участке изменение геометрического угла входа на корытце профиля  $\beta_{in}^{PS}$  и абсциссы точки  $B_1^{PS}$  сказывается на характеристиках профиля при повышенном расходе в ступени. Также размер этого участка влияет на величину горла межлопаточного канала. Участок II со стороны корытца не оказывает прямого воздействия на параметры профиля, а служит для геометрического согласования линий спинки и корытца с обеспечением минимальной толщины в концевой части профиля. Форма участка III на корытце зависит от угла  $\beta_{out}^{PS}$  и

абсциссы точки  $B_3^{PS}$ . Изменяя геометрические параметры данного участка, можно повысить угол выхода потока из венца. В практике также применяются так называемые профили «bulb-shape» [112], то есть профили, в которых максимальная толщина достигается в двух местах - на расстоянии 30-40% от хорды и на расстоянии 65-70%. Между этими двумя утолщениями наблюдается существенное уменьшение толщины и большой изгиб профиля. Для обеспечения возможности получения таких профилей корытце описано кривой Безье четвертого порядка.

### **3.2. Разработка автоматизированного алгоритма профилирования на основании предложенной топологии**

Согласно разработанной топологии (Рисунок 3.2) форма профиля определяется следующими геометрическими параметрами: координаты контрольных (управляющих) точек кривых Безье корытца и спинки профиля:  $B_0^{PS}$ ,  $B_1^{PS}$ ,  $B_2^{PS}$ ,  $B_3^{PS}$ ,  $B_4^{PS}$ ,  $B_0^{SS}$ ,  $B_1^{SS}$ ,  $B_2^{SS}$ ,  $B_3^{SS}$ . Построение обвода профиля и, соответственно, нумерация точек начинается со стороны входной кромки с корытца и заканчивается на спинке. Таким образом, кривая Безье, описывающая корытце профиля, строится от входной к выходной кромке, а кривая, характеризующая спинку, наоборот - от выходной к входной. Опорные точки, из которых кривые Безье берут свое начало и в которых заканчиваются, лежат на окружностях, формирующих входную и выходную кромки. Так, входная кромка описывается дугой окружности  $B_3^{SS}B_0^{PS}$ , а выходная кромка -  $B_4^{PS}B_0^{SS}$ . Также важными геометрическими параметрами, которые применяются в качестве переменных оптимизации, являются геометрические углы входа и выхода со стороны корытца и спинки профиля:  $\beta_{in}^{PS}$ ,  $\beta_{out}^{PS}$ ,  $\beta_{in}^{SS}$ ,  $\beta_{out}^{SS}$ .

Для использования предложенной топологии в процессе оптимизации формы профиля необходимо обеспечить автоматическое изменение параметров модели. Это возможно либо при построении профиля согласно топологии в САД программе, которая интегрируется в схему оптимизации, либо при реализации

топологии в соответствии с математическим алгоритмом. Вторым подходом более универсальным и направленным на разработку собственного программного кода профилирования. В проводимых исследованиях оптимизация осуществлялась с использованием продукта IOSO, в котором реализован модуль интеграции с MS Excel. Таким образом, для решения поставленных задач разработан автоматизированный алгоритм профилирования в интегрированной среде MS Excel посредством языка программирования VBA.

Все геометрические параметры формы лопатки в алгоритме профилирования разделены на три типа:

1. Управляемые – параметры, используемые в качестве переменных оптимизации, за счет варьирования которых изменяется форма профиля.
2. Фиксированные – параметры, не изменяющие свое значение; остаются постоянными и зависят от геометрии исходного профиля.
3. Зависимые – параметры, изменение которых происходит по характерным зависимостям разработанной топологии при варьировании управляемыми параметрами.

В алгоритме профилирования заложена следующая последовательность построения профиля:

1. Исходными геометрическими параметрами модели являются следующие управляемые параметры: абсциссы контрольных точек на корытце профиля -  $X_{B_1}^{PS}$ ,  $X_{B_2}^{PS}$ ,  $X_{B_3}^{PS}$ ; ординаты точек -  $Y_{B_2}^{PS}$  и  $Y_{B_0}^{SS}$  на корытце и спинке соответственно; абсциссы контрольных точек на спинке профиля -  $X_{B_1}^{SS}$ ,  $X_{B_2}^{SS}$ ; лопаточные углы входа и выхода со стороны спинки и корытца -  $\beta_{in}^{PS}$ ,  $\beta_{out}^{PS}$ ,  $\beta_{in}^{SS}$ ,  $\beta_{out}^{SS}$ .
2. В качестве фиксированных геометрических параметров используются: абсциссы точек на спинке профиля -  $X_{B_0}^{SS}$ ,  $X_{B_3}^{SS}$ ; ордината точки  $Y_{B_3}^{SS}$  на спинке; радиусы окружностей входной и выходной кромок –  $R_{вх}$  и  $R_{вых}$ . При этом радиусы кромок могут выступать в качестве переменных оптимизации

(управляемых параметров). Фиксация координат точки  $B_3^{SS}$  и абсциссы точки  $B_0^{SS}$  позволяет задать условие постоянства осевой длины венца.

Параметры, не указанные в п. 1 и 2, являются зависимыми.

3. Для определения координат спинки и корытца профиля лопатки используются следующие зависимости:

$$\left\{ \begin{array}{l} X^{SS} = (1-t)^3 \cdot X_{B_0^{SS}} + 3t(1-t)^2 \cdot X_{B_1^{SS}} + 3t^2 \cdot (1-t) \cdot X_{B_2^{SS}} + t^3 \cdot X_{B_3^{SS}}, \\ Y^{SS} = (1-t)^3 \cdot Y_{B_0^{SS}} + 3t(1-t)^2 \cdot Y_{B_1^{SS}} + 3t^2 \cdot (1-t) \cdot Y_{B_2^{SS}} + t^3 \cdot Y_{B_3^{SS}}, \\ X^{PS} = (1-t)^4 \cdot X_{B_0^{PS}} + 4t(1-t)^3 \cdot X_{B_1^{PS}} + 6t^2 \cdot (1-t)^2 \cdot X_{B_2^{PS}} + \\ \quad + 4t^3 \cdot (1-t) \cdot X_{B_3^{PS}} + t^4 \cdot X_{B_4^{PS}}, \\ Y^{PS} = (1-t)^4 \cdot Y_{B_0^{PS}} + 4t(1-t)^3 \cdot Y_{B_1^{PS}} + 6t^2 \cdot (1-t)^2 \cdot Y_{B_2^{PS}} + \\ \quad + 4t^3 \cdot (1-t) \cdot Y_{B_3^{PS}} + t^4 \cdot Y_{B_4^{PS}}, \end{array} \right. \quad (3.5)$$

где  $t$  – параметр, определяющий местоположение точки на кривой Безье, который изменяется в пределах от 0 до 1. В данном случае изменение параметра задавалось с шагом 0,01, что позволяет рассчитать координаты 100 точек и на спинке и на корытце профиля.

Таким образом, для построения профиля необходимо вычислить следующие зависимые параметры: координаты точек  $B_0^{PS}$ ,  $B_4^{PS}$  и ординаты точек  $B_1^{PS}$ ,  $B_3^{PS}$  на корытце; ординаты точек  $B_1^{SS}$  и  $B_2^{SS}$  на спинке профиля.

4. Находим ординату точки  $B_2^{SS}$  через уравнение прямой  $B_3^{SS}B_2^{SS}$ :

$$Y_{B_2^{SS}} = X_{B_2^{SS}} \cdot k_{B_3B_2^{SS}} + b_{B_3B_2^{SS}}, \quad (3.6)$$

где угловой коэффициент  $k$  и постоянная  $b$  находятся по следующим зависимостям:

$$k_{B_3B_2^{SS}} = \operatorname{tg}(\beta_{in}^{SS}), \quad (3.7)$$

$$b_{B_3B_2^{SS}} = Y_{B_3^{SS}} - X_{B_3^{SS}} \cdot k_{B_3B_2^{SS}} \quad (3.8)$$

5. Уравнение прямой  $C_1B_3^{SS}$ , перпендикулярной  $B_3^{SS}B_2^{SS}$ , проходящей через точку  $B_3^{SS}$ :

$$k_{C_1B_3^{SS}} = \frac{-1}{k_{B_3B_2^{SS}}}, \quad (3.9)$$

$$b_{C_1B_3^{SS}} = -1 \cdot k_{C_1B_3^{SS}} \cdot X_{B_3^{SS}} + Y_{B_3^{SS}} \quad (3.10)$$

Точка  $C_1$  – центр окружности с радиусом  $R_{вх}$ , описывающей входную кромку профиля. Таким образом, прямая  $B_3^{SS}B_2^{SS}$  является касательной к окружности с центром в точке  $C_1$ , что обеспечивает плавный переход кривой Безье, описывающей спинку, во входную кромку профиля. Координаты точки  $C_1$  определяются по следующим зависимостям:

$$\begin{cases} X_{C_1} = X_{B_3^{SS}} - R_{вх} \cdot \cos\left(180 + \arctg\left(k_{C_1B_3^{SS}}\right)\right) \\ Y_{C_1} = X_{C_1} \cdot k_{C_1B_3^{SS}} + b_{C_1B_3^{SS}} \end{cases} \quad (3.11)$$

6. Угловой коэффициент прямой  $B_0^{PS}B_1^{PS}$ :

$$k_{B_0B_1^{PS}} = \operatorname{tg}\left(\beta_{in}^{PS}\right) \quad (3.12)$$

7. Угловой коэффициент и постоянная уравнения прямой  $C_1B_0^{PS}$ , перпендикулярной прямой  $B_0^{PS}B_1^{PS}$ :

$$k_{C_1B_0^{PS}} = \frac{-1}{k_{B_0B_1^{PS}}}, \quad (3.13)$$

$$b_{C_1B_0^{PS}} = -1 \cdot k_{C_1B_0^{PS}} \cdot X_{C_1} + Y_{C_1} \quad (3.14)$$

8. Угол дуги окружности входной кромки:

$$\varphi_{вх} = 90 + \arctg\left(k_{B_0B_1^{PS}}\right) - \arctg\left(k_{C_1B_3^{SS}}\right) \quad (3.15)$$

9. Угол поворота точки  $B_0^{PS}$  вдоль окружности, описывающей входную кромку:

$$\varphi_{B_0^{PS}} = \varphi_{ex} + 180 + \operatorname{arctg}\left(k_{C_1B_3^{SS}}\right) \quad (3.16)$$

10. Координаты точки  $B_0^{PS}$  по уравнению окружности:

$$\begin{cases} X_{B_0^{PS}} = X_{C_1} + R_{ex} \cdot \cos\left(\varphi_{B_0^{PS}}\right) \\ Y_{B_0^{PS}} = Y_{C_1} + R_{ex} \cdot \sin\left(\varphi_{B_0^{PS}}\right) \end{cases} \quad (3.17)$$

Таким образом, координаты точки  $B_0^{PS}$  вычисляются исходя из условия перпендикулярности отрезка  $C_1B_0^{PS}$ , который является радиусом окружности входной кромки, и касательной к окружности  $B_0^{PS}B_1^{PS}$  в этой точке. Это условие обеспечивает плавный переход кривой Безье, описывающей корытце, во входную кромку профиля.

11. Постоянная уравнения прямой  $B_0^{PS}B_1^{PS}$ :

$$b_{B_0B_1^{PS}} = Y_{B_0^{PS}} - X_{B_0^{PS}} \cdot k_{B_0B_1^{PS}} \quad (3.18)$$

12. Ордината точки  $B_1^{PS}$ :

$$Y_{B_1^{PS}} = X_{B_1^{PS}} \cdot k_{B_0B_1^{PS}} + b_{B_0B_1^{PS}} \quad (3.19)$$

13. Ордината точки  $B_1^{SS}$  на спинке профиля:

$$Y_{B_1^{SS}} = X_{B_1^{SS}} \cdot k_{B_1B_0^{SS}} + b_{B_1B_0^{SS}}, \quad (3.20)$$

где угловой коэффициент  $k$  и постоянная  $b$  находятся по следующим зависимостям:

$$k_{B_1B_0^{SS}} = \operatorname{tg}\left(\beta_{out}^{SS}\right), \quad (3.21)$$

$$b_{B_1B_0^{SS}} = Y_{B_0^{SS}} - X_{B_0^{SS}} \cdot k_{B_1B_0^{SS}} \quad (3.22)$$

14. Запишем уравнение прямой  $C_2B_0^{SS}$ , перпендикулярной  $B_1^{SS}B_0^{SS}$ , проходящей через точку  $B_0^{SS}$ :

$$k_{C_2B_0^{SS}} = \frac{-1}{k_{B_1B_0^{SS}}}, \quad (3.23)$$

$$b_{C_2B_0^{SS}} = -1 \cdot k_{C_2B_0^{SS}} \cdot X_{B_0^{SS}} + Y_{B_0^{SS}} \quad (3.24)$$

Точка  $C_2$  – центр окружности с радиусом  $R_{\text{вых}}$ , описывающей выходную кромку профиля. Таким образом, прямая  $B_1^{SS}B_0^{SS}$  является касательной к окружности с центром в точке  $C_2$ , что обеспечивает плавный переход кривой Безье, описывающей спинку, в выходную кромку профиля. Координаты точки  $C_2$  определяются по следующим зависимостям:

$$\begin{cases} X_{C_2} = X_{B_0^{SS}} - R_{\text{вых}} \cdot \cos\left(180 + \arctg\left(k_{C_2B_0^{SS}}\right)\right) \\ Y_{C_2} = X_{C_2} \cdot k_{C_2B_0^{SS}} + b_{C_2B_0^{SS}} \end{cases} \quad (3.25)$$

15. Угловой коэффициент прямой  $B_3^{PS}B_4^{PS}$ :

$$k_{B_3B_4^{PS}} = \text{tg}\left(\beta_{\text{out}}^{PS}\right) \quad (3.26)$$

16. Угловой коэффициент и постоянная уравнения прямой  $C_2B_4^{PS}$ , перпендикулярной прямой  $B_3^{PS}B_4^{PS}$ :

$$k_{C_2B_4^{PS}} = \frac{-1}{k_{B_3B_4^{PS}}}, \quad (3.27)$$

$$b_{C_2B_4^{PS}} = -1 \cdot k_{C_2B_4^{PS}} \cdot X_{C_2} + Y_{C_2} \quad (3.28)$$

17. Угол дуги окружности выходной кромки:

$$\varphi_{\text{вых}} = 270 - \arctg\left(k_{B_3B_4^{PS}}\right) + \arctg\left(k_{C_2B_0^{SS}}\right) \quad (3.29)$$

18. Угол поворота точки  $B_4^{PS}$  вдоль окружности, описывающей выходную кромку:

$$\varphi_{B_4^{PS}} = 540 + \arctg\left(k_{C_2B_0^{SS}}\right) - \varphi_{\text{вых}} \quad (3.30)$$

19. Координаты точки  $B_4^{PS}$  по уравнению окружности:

$$\begin{cases} X_{B_4^{PS}} = X_{C_2} + R_{\text{вых}} \cdot \cos\left(\varphi_{B_4^{PS}}\right) \\ Y_{B_4^{PS}} = Y_{C_2} + R_{\text{вых}} \cdot \sin\left(\varphi_{B_4^{PS}}\right) \end{cases} \quad (3.31)$$

Таким образом, координаты точки  $B_4^{PS}$  вычисляются исходя из условия перпендикулярности отрезка  $C_2B_4^{PS}$ , который является радиусом окружности выходной кромки, и касательной к окружности  $B_3^{PS}B_4^{PS}$  в этой точке. Это условие обеспечивает плавный переход кривой Безье, описывающей корытце, в выходную кромку профиля.

20. Постоянная уравнения прямой  $B_3^{PS}B_4^{PS}$ :

$$b_{B_3B_4^{PS}} = Y_{B_4^{PS}} - X_{B_4^{PS}} \cdot k_{B_3B_4^{PS}} \quad (3.32)$$

21. Ордината точки  $B_3^{PS}$ :

$$Y_{B_3^{PS}} = X_{B_3^{PS}} \cdot k_{B_3B_4^{PS}} + b_{B_3B_4^{PS}} \quad (3.33)$$

22. Уравнения окружности входной и выходной кромок:

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{ex} = X_{C_1} + R_{ex} \cdot \cos(t_{ex}) \\ Y_{ex} = Y_{C_1} + R_{ex} \cdot \sin(t_{ex}) \\ \left( \varphi_{B_0^{ps}} - \varphi_{ex} \right) \leq t_{ex} \leq \left( \frac{\varphi_{ex}}{i-1} + t_{i-1} \right) \end{array} \right. \quad (3.34)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{вых} = X_{C_2} + R_{вых} \cdot \cos(t_{вых}) \\ Y_{вых} = Y_{C_2} + R_{вых} \cdot \sin(t_{вых}) \\ \left( \varphi_{B_4^{ps}} - \varphi_{вых} \right) \leq t_{вых} \leq \left( \frac{\varphi_{вых}}{j-1} + t_{j-1} \right) \end{array} \right.$$

где  $i$  и  $j$  – заданное количество точек на дугах окружностей входной и выходной кромок соответственно.

23. Определение максимальной и минимальной толщины профиля:

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{\max} = \max C_i \\ C_{\min} = \min C_i \end{array} \right. \quad (3.35)$$

где:

множество  $C_i$  – диаметры  $i$  окружностей, вписанных в профиль:

$$C_i = \sqrt{(X_i^{ss} - X_i^{ps})^2 + (Y_i^{ss} - Y_i^{ps})^2}, \quad 1 \leq i \leq z, \quad (3.36)$$

$z$  – число точек на спинке либо корытце профиля, через которые проходят вписанные окружности; зависит от выбора шага изменения параметра  $t$ . В разработанном алгоритме задание точек происходит с шагом 0,001, т.е. спинка и корытце профиля строятся по 1000 точек ( $z=1000$ ).

Для определения диаметров вписанных в профиль окружностей используется следующий приближенный алгоритм. Рассчитываются длины отрезков, соединяющих каждую точку спинки с каждой точкой корытца. Отрезки с минимальными длинами, каждый из которых соответствует определенной точке на корытце или спинке профиля, будут равняться диаметрам вписанных в него окружностей, проходящих через эти точки, с погрешностью не более  $b/2z$ .

Пример определения диаметра вписанной в профиль окружности, проходящей через  $i$ -ю точку, представлен на рисунке 3.3. Для упрощения спинка и корытце профиля условно построены по трем точкам ( $z=3$ ). Так на рисунке красными линиями отмечены отрезки, длины которых необходимо определить.

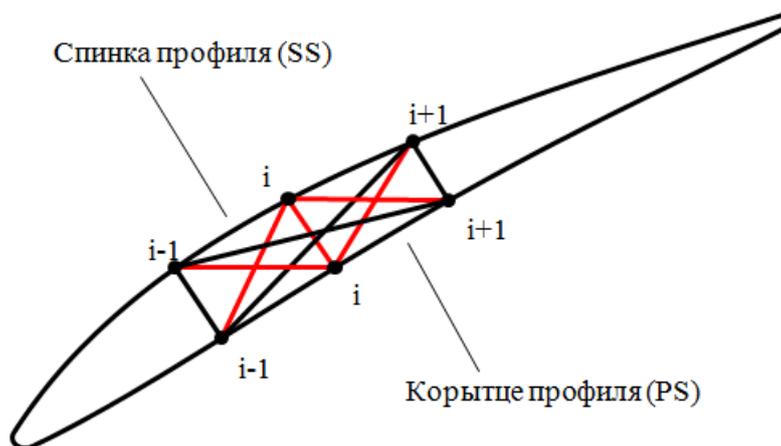


Рисунок 3.3 – Определение диаметра вписанной в профиль окружности

Диаметр вписанной окружности, проходящей через точку  $i$  на спинке либо корытце профиля, определяется следующим образом:

$$C_i = \min \begin{cases} \sqrt{(X_i^{ss} - X_i^{ps})^2 + (Y_i^{ss} - Y_i^{ps})^2} \\ \sqrt{(X_{i-1}^{ss} - X_i^{ps})^2 + (Y_{i-1}^{ss} - Y_i^{ps})^2} \\ \sqrt{(X_{i+1}^{ss} - X_i^{ps})^2 + (Y_{i+1}^{ss} - Y_i^{ps})^2} \\ \sqrt{(X_i^{ss} - X_{i-1}^{ps})^2 + (Y_i^{ss} - Y_{i-1}^{ps})^2} \\ \sqrt{(X_i^{ss} - X_{i+1}^{ps})^2 + (Y_i^{ss} - Y_{i+1}^{ps})^2} \end{cases} \quad (3.37)$$

24. Лопаточные углы входа и выхода:

$$\begin{cases} \beta_{1,Л} = 90 - \frac{\beta_{in}^{ps} + \beta_{in}^{ss}}{2} \\ \beta_{2,Л} = 90 - \frac{\beta_{out}^{ps} + \beta_{out}^{ss}}{2} \end{cases} \quad (3.38)$$

25. Угол изгиба профиля:

$$\varepsilon = \beta_{2,Л} - \beta_{1,Л} \quad (3.39)$$

26. Хорда профиля:

$$b = R_{ex} + R_{вых} + \sqrt{(X_{C_1} - X_{C_2})^2 + (Y_{C_1} - Y_{C_2})^2} \quad (3.40)$$

27. Угол установки профиля:

$$\gamma = \operatorname{tg} \left( \frac{X_{C_2} - X_{C_1}}{Y_{C_2} - Y_{C_1}} \right) \quad (3.41)$$

28. Задаемся радиусом сечения  $R_{cp}$ , для которого создается профиль.

Таким образом, для проектирования трехмерной модели закрученной лопатки используются профили, построенные по предложенному алгоритму и выставленные на разных сечениях.

29. Густота решетки:

$$b/t = \frac{b \cdot z_{л}}{2\pi \cdot R_{cp}}, \quad (3.42)$$

где  $z_{л}$  – это количество лопаток в венце.

30. Формирование файла в формате \*.curve для интеграции профиля (лопатки) в ПК Ansys.

Макрос, написанный на языке программирования VBA, для создания файла с геометрией лопатки представлен в Приложении 1. Полученный файл с геометрией в автоматическом режиме передается в программный комплекс Ansys для сеточного разбиения расчетной области и проведения численного моделирования течения в решетке полученных профилей.

Одним из преимуществ предложенного подхода является сравнительная простота его реализации и последующего использования. При этом разработанная топология и предложенный выбор переменных оптимизации позволяет получать профили произвольной формы, в том числе и типа «bubl shape», достичь непрерывность профиля (плавность перехода линий спинки и корытца во входную и выходную кромки). Важно, что полученный по результатам проектирования профиль построен с учетом современных представлений сути физических процессов его обтекания потоком газа, а параметры оптимизации обеспечивают учитывать конкретные условия обтекания и назначения создаваемого профиля.

### **3.3. Разработка автоматизированного алгоритма аппроксимации исходного профиля произвольной формы на основании предложенной топологии**

Для решения задач оптимизации форм профилей конкретного лопаточного аппарата необходимо разработать алгоритм аппроксимации, позволяющий описать произвольный профиль с помощью разработанной топологии и использовать ее в алгоритме профилирования. Зная величины отклонений координат аппроксимируемых точек профиля от соответствующих координат точек кривой Безье, с помощью методов оптимизации можно вычислить значения координат управляющих точек, при которых они (отклонения) будут минимальными.

Алгоритм аппроксимации исходного профиля произвольной формы реализован следующим образом:

1. Исходными данными являются координаты профиля. Аппроксимация производится отдельно для корытца, спинки, входной и выходной кромок.

2. Определяем параметр  $t$  для каждой точки на спинке и корытце профиля по ее абсциссам:

$$t_n = 1 - \frac{X_z - X_n}{X_z - X_1}, \quad 1 \leq n \leq z \quad (3.43)$$

3. Точки, из которых кривые Безье берут свое начало и в которых заканчиваются, совпадают с точками касания входной и выходной кромок со спинкой и корытцем профиля. Таким образом, для корытца нам известны координаты точек  $B_0^{PS}$  и  $B_4^{PS}$ , а для спинки –  $B_0^{SS}$  и  $B_3^{SS}$ .

4. Координаты остальных управляющих точек в первом приближении получаем из уравнений прямых, соединяющих входную и выходную кромки по корытцу и спинке профиля, т.е. кривые Безье описывают прямые. Угловой коэффициент и постоянная уравнения прямой со стороны корытца:

$$\begin{cases} k_{PS} = \frac{Y_{B_4^{PS}} - Y_{B_0^{PS}}}{X_{B_4^{PS}} - X_{B_0^{PS}}} \\ b_{PS} = Y_{B_4^{PS}} - k_{PS} \cdot X_{B_4^{PS}} \end{cases} \quad (3.44)$$

Угловой коэффициент и постоянная уравнения прямой со стороны спинки:

$$\begin{cases} k_{SS} = \frac{Y_{B_3^{SS}} - Y_{B_0^{SS}}}{X_{B_3^{SS}} - X_{B_0^{SS}}} \\ b_{SS} = Y_{B_3^{SS}} - k_{SS} \cdot X_{B_3^{SS}} \end{cases} \quad (3.45)$$

Координаты управляющих точек кривых, описывающих корытце и спинку профиля, в первом приближении определяются по следующим зависимостям:

$$\begin{cases} X_{B_1^{PS}} = X_{B_0^{PS}} + 0,2 \cdot (X_{B_4^{PS}} - X_{B_0^{PS}}) \\ X_{B_2^{PS}} = X_{B_0^{PS}} + 0,5 \cdot (X_{B_4^{PS}} - X_{B_0^{PS}}) \\ X_{B_3^{PS}} = X_{B_0^{PS}} + 0,8 \cdot (X_{B_4^{PS}} - X_{B_0^{PS}}) \\ Y_{B_1^{PS}} = k_{PS} \cdot X_{B_1^{PS}} + b_{PS} \\ Y_{B_2^{PS}} = k_{PS} \cdot X_{B_2^{PS}} + b_{PS} \\ Y_{B_3^{PS}} = k_{PS} \cdot X_{B_3^{PS}} + b_{PS} \end{cases} \quad \begin{cases} X_{B_1^{SS}} = X_{B_3^{SS}} + 0,4 \cdot (X_{B_0^{SS}} - X_{B_3^{SS}}) \\ X_{B_2^{SS}} = X_{B_3^{SS}} + 0,8 \cdot (X_{B_0^{SS}} - X_{B_3^{SS}}) \\ Y_{B_1^{SS}} = k_{SS} \cdot X_{B_1^{SS}} + b_{SS} \\ Y_{B_2^{SS}} = k_{SS} \cdot X_{B_2^{SS}} + b_{SS} \end{cases} \quad (3.46)$$

5. По уравнениям (3.5) рассчитываются координаты аппроксимированного профиля в первом приближении.

6. Определяются среднеквадратичные отклонения координат спинки и корытца исходного профиля от координат аппроксимированного:

$$\begin{cases} \Delta_{X_n} = \sqrt{(X_n^{ucx} - X_n)^2} \\ \Delta_{Y_n} = \sqrt{(Y_n^{ucx} - Y_n)^2} \end{cases} \quad (3.47)$$

7. Ставится оптимизационная задача поиска минимальных отклонений координат исходного профиля от аппроксимированного за счет подбора координат управляющих точек кривых Безье и параметра  $t$ . В цикл оптимизации входит последовательное решение пп. 5-6 описываемого алгоритма. В качестве метода поиска используется метод Ньютона. Реализованный алгоритм позволяет минимизировать отклонения каждой точки с высокой точностью для использования аппроксимированного профиля в задачах оптимизации его формы. Конечным результатом являются найденные координаты всех управляющих точек, что позволяет однозначно описать линии спинки и корытца профиля по предлагаемой топологии.

8. Входная и выходная кромки профиля в предлагаемой топологии описываются дугами окружностей. Таким образом, для использования аппроксимированного профиля в алгоритме профилирования необходимо найти радиусы входной  $R_{вх}$  и выходной  $R_{вых}$  кромок, а также входной и выходной лопаточные углы со стороны спинки и корытца профиля  $\beta_{in}^{PS}$ ,  $\beta_{out}^{PS}$ ,  $\beta_{in}^{SS}$ ,  $\beta_{out}^{SS}$ .

9. Входной лопаточный угол со стороны спинки профиля:

$$\beta_{in}^{SS} = \arctg(k_{B_3B_2^{SS}}), \quad (3.48)$$

где угловой коэффициент прямой  $B_3^{SS}B_2^{SS}$ :

$$k_{B_3B_2^{SS}} = \frac{Y_{B_2^{SS}} - Y_{B_3^{SS}}}{X_{B_2^{SS}} - X_{B_3^{SS}}} \quad (3.49)$$

10. Радиус входной кромки в первом приближении:

$$R_{ex} = Y_{B_3^{SS}} - Y_{B_0^{PS}} \quad (3.50)$$

11. Координаты центра окружности, описывающей входную кромку профиля:

$$\begin{cases} X_{C_1} = X_{B_3^{SS}} - R_{ex} \cdot \cos\left(180 + \arctg\left(k_{C_1 B_3^{SS}}\right)\right) \\ Y_{C_1} = Y_{B_3^{SS}} - R_{ex} \cdot \sin\left(180 + \arctg\left(k_{C_1 B_3^{SS}}\right)\right), \end{cases} \quad (3.51)$$

где угловой коэффициент прямой  $C_1 B_3^{SS}$ , перпендикулярной  $B_3^{SS} B_2^{SS}$ :

$$k_{C_1 B_3^{SS}} = \frac{-1}{k_{B_3 B_2^{SS}}} \quad (3.52)$$

12. Определение абсциссы точки  $B_0^{PS}$  через прямоугольный треугольник  $C_1 B_0^{PS} B_1^{PS}$ :

$$X'_{B_0^{PS}} = X_{C_1} + \sqrt{R_{ex}^2 - \left(Y_{C_1} - Y_{B_0^{PS}}\right)^2}, \quad (3.53)$$

где ордината точки  $B_0^{PS}$  определяется в пп. 3.

13. Определение отклонения абсциссы точки  $B_0^{PS}$ , рассчитанной в пп. 12, от  $X_{B_0^{PS}}$ , полученной в пп. 3:

$$\Delta_{X_{B_0^{PS}}} = \sqrt{\left(X_{B_0^{PS}} - X'_{B_0^{PS}}\right)^2} \quad (3.54)$$

14. Задача минимизации отклонения путем подбора радиуса входной кромки. Цикл оптимизации реализован аналогично пп. 7 и включает решение пп. 11-13.

15. Входной лопаточный угол со стороны корытца профиля:

$$\beta_{in}^{PS} = \arctg\left(k_{B_0 B_1^{PS}}\right), \quad (3.55)$$

где угловой коэффициент прямой  $B_0^{PS} B_1^{PS}$ :

$$k_{B_0 B_1^{PS}} = \frac{Y_{B_0^{PS}} - Y_{B_1^{PS}}}{X'_{B_0^{PS}} - X_{B_1^{PS}}} \quad (3.56)$$

16. Выходной лопаточный угол со стороны спинки профиля:

$$\beta_{out}^{SS} = \arctg\left(k_{B_1B_0^{SS}}\right), \quad (3.57)$$

где угловой коэффициент прямой  $B_0^{SS}B_1^{SS}$ :

$$k_{B_1B_0^{SS}} = \frac{Y_{B_0^{SS}} - Y_{B_1^{SS}}}{X_{B_0^{SS}} - X_{B_1^{SS}}} \quad (3.58)$$

17. Радиус выходной кромки в первом приближении:

$$R_{вых} = Y_{B_0^{SS}} - Y_{B_4^{PS}} \quad (3.59)$$

18. Координаты центра окружности, описывающей входную кромку профиля:

$$\begin{cases} X_{C_2} = X_{B_0^{SS}} - R_{вых} \cdot \cos\left(180 + \arctg\left(k_{C_2B_0^{SS}}\right)\right) \\ Y_{C_2} = Y_{B_0^{SS}} - R_{вых} \cdot \sin\left(180 + \arctg\left(k_{C_2B_0^{SS}}\right)\right), \end{cases} \quad (3.60)$$

где угловой коэффициент прямой  $C_2B_0^{SS}$ , перпендикулярной  $B_1^{SS}B_0^{SS}$ :

$$k_{C_2B_0^{SS}} = \frac{-1}{k_{B_1B_0^{SS}}} \quad (3.61)$$

19. Ордината точки  $B_4^{PS}$  определялась в пп. 3. Определение абсциссы точки  $B_4^{PS}$  через прямоугольный треугольник  $C_2B_3^{PS}B_4^{PS}$ :

$$X'_{B_4^{PS}} = X_{C_2} + \sqrt{R_{вых}^2 - (Y_{C_2} - Y_{B_4^{PS}})^2} \quad (3.62)$$

20. Определение отклонения абсциссы точки  $B_4^{PS}$ , рассчитанной в пп. 19, от  $X_{B_4^{PS}}$ , полученной в пп. 3:

$$\Delta_{X_{B_4^{PS}}} = \sqrt{\left(X_{B_4^{PS}} - X'_{B_4^{PS}}\right)^2} \quad (3.63)$$

21. Выполнение задачи минимизации отклонения путем выбора радиуса выходной кромки. Цикл оптимизации реализован аналогично пп. 14 и включает решение подпунктов 18-20.

22. Выходной лопаточный угол со стороны корытца профиля:

$$\beta_{out}^{PS} = \arctg\left(k_{B_3B_4^{PS}}\right), \quad (3.64)$$

где угловой коэффициент прямой  $B_3^{PS} B_4^{PS}$ :

$$k_{B_3 B_4^{PS}} = \frac{Y_{B_4^{PS}} - Y_{B_3^{PS}}}{X_{B_4^{PS}} - X_{B_3^{PS}}} \quad (3.65)$$

Таким образом находятся все требуемые геометрические параметры профиля для описания его по предложенной топологии и использования в реализованном алгоритме профилирования, интегрированном в цикл оптимизации формы данного профиля.

С помощью разработанного алгоритма аппроксимации были построены модели профилей типа NASA 65 для разных углов поворота потока, которые представлены в таблице 3.1. Зависимости параметров модели, используемых при оптимизации, от угла изгиба профиля показаны на рисунке 3.4. Геометрические переменные представлены в относительном виде. Каждый параметр отнесен к аналогичному параметру профиля №1 из таблицы 3.1. Плавный и легко аппроксимируемый характер изменения кривых демонстрирует возможность использования предложенной топологии в основе методики профилирования лопаточного аппарата осевого компрессора. Аналогичный подход может быть использован для разработки топологии и методики профилирования лопаток турбин.

Таблица 3.1 – Геометрические параметры профилей серии NASA 65

Геометрическая переменная топологии	Единицы измерения	Значение параметров профилей серии NASA 65			
		1	2	3	4
$\varepsilon$	град.	15.07	23.82	32.88	42.01
$X B_1^{PS}$	мм	17.73	19.34	20.56	21.48
$X B_2^{PS}$	мм	30.09	31.69	32.91	33.82
$Y B_2^{PS}$	мм	7.07	7.57	7.53	7.13
$X B_3^{PS}$	мм	42.44	44.04	45.25	46.16
$Y B_0^{SS}$	мм	26.12	21.03	16.40	12.10
$X B_1^{SS}$	мм	37.67	39.36	40.70	41.64
$X B_2^{SS}$	мм	21.23	22.87	24.03	25.07
$\beta_{in}^{PS}$	град.	37.28	37.33	37.42	37.48
$\beta_{in}^{SS}$	град.	57.77	56.95	56.13	55.19
$\beta_{out}^{PS}$	град.	34.93	25.38	15.71	5.94
$\beta_{out}^{SS}$	град.	29.99	21.26	12.06	2.71

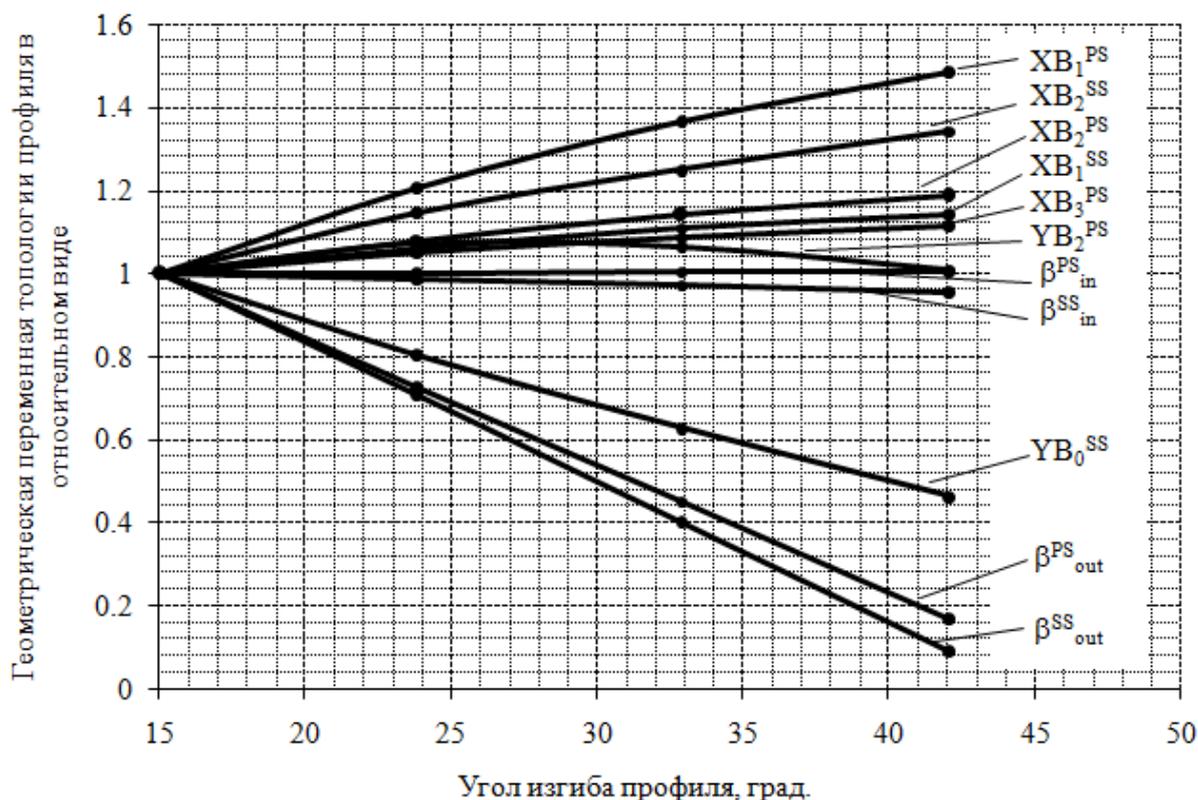


Рисунок 3.4 – Зависимости геометрических параметров профилей серии NASA 65, описанных разработанной топологией, от угла изгиба

### 3.4. Выводы по главе

1. Разработана топология профиля пера лопатки осевого компрессора, предназначенная для эффективного решения задачи многокритериальной оптимизации и выявления характерных зависимостей геометрических параметров профиля и аэродинамических характеристик компрессорной решетки. Спинка и корытце профиля описываются кривыми Безье разного порядка. Особенность предлагаемого подхода заключается в том, что формирование профиля происходит без прямого изменения его средней линии и распределения толщины вдоль нее.

Представлено физическое обоснование разработанного способа параметрического описания профиля лопатки. Предложен выбор геометрических параметров, используемых в качестве переменных оптимизации.

2. Разработан автоматизированный алгоритм профилирования лопатки осевого компрессора в соответствии с предложенной топологией профиля. В главе представлены математические зависимости и программный код,

написанный на языке программирования VBA, для создания файла с геометрией лопатки компрессора, пригодного для интеграции в ПК Ansys.

3. Разработан автоматизированный алгоритм аппроксимации любого профиля произвольной (известной) формы согласно предложенной топологии, направленный на определение исходных геометрических переменных параметрической модели для возможности внедрения данного профиля в разработанный алгоритм профилирования и последующей оптимизации его формы. Подтверждена практическая применимость разработанного алгоритма на примере аппроксимации профилей серии NASA 65.

4. Предложенная топология профиля и разработанные на ее основе алгоритмы аппроксимации и профилирования могут использоваться для проведения оптимизации формы профилей лопаток осевого компрессора. Для этого проведена их интеграция с программными комплексами численного моделирования течения и многокритериальной оптимизации. Как результат на рисунке 3.5 представлена принципиальная блок-схема применения автоматизированных алгоритмов при решении задачи оптимизации формы профиля лопатки.

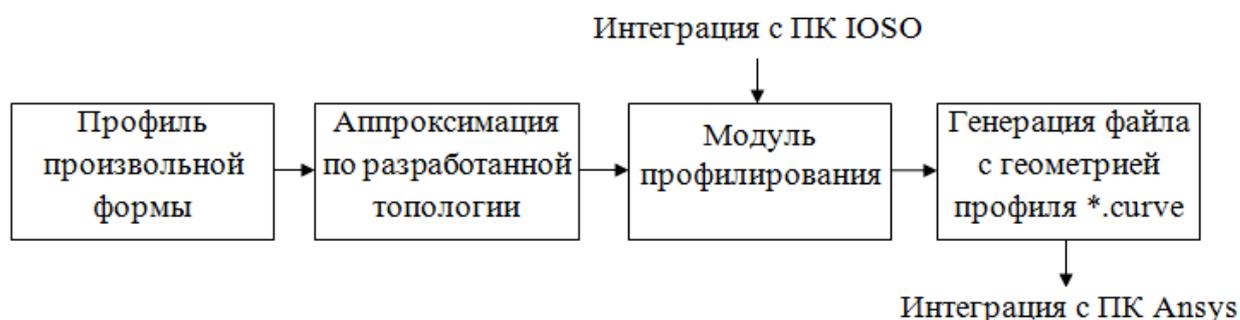


Рисунок 3.5 – Принципиальная блок-схема использования разработанных алгоритмов профилирования и аппроксимации при решении задачи оптимизации

## **ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА СХЕМЫ И РЕАЛИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА АВТОМАТИЧЕСКОЙ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ФОРМЫ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ**

Использование алгоритмов многокритериальной оптимизации совместно с современными программными комплексами вычислительной газовой динамики позволяет в короткие сроки осуществлять выбор оптимальных вариантов профилей, удовлетворяющих повышенным требованиям, как по эффективности, так и по уровню нагрузки ступеней осевого компрессора в широком диапазоне режимов работы. При постановке задачи оптимизации необходимо проверить различные подходы к решению задачи, исследовать возможные комбинации управляемых параметров модели, определить диапазон изменения каждой из величин, а также другие факторы, влияющие на скорость и качество реализации оптимизационного алгоритма.

В первой части главы представлено описание схемы оптимизации с выбором критериев, переменных и накладываемых ограничений. Во второй части проводится сравнительный анализ применения разных подходов к параметрическому описанию профиля при решении одной оптимизационной задачи. В третьей части проведена оптимизация профиля лопатки на основании рекомендованной топологии. В четвертой части главы представлено сопоставление вариантов постановок задачи многорежимной многокритериальной оптимизации.

На основании анализа полученных результатов разработаны практические рекомендации для решения серии задач оптимизации формы профилей лопаток.

### **4.1. Разработка схемы автоматической оптимизации формы профиля лопатки**

Для решения задач оптимизации профилей лопаток осевого компрессора предложена схема, представленная на рисунке 4.1. Основными этапами в цикле оптимизации являются: построение профиля лопатки по заданным параметрам профиля, численное исследование течения в компрессорной решетке из

полученных профилей и анализ результатов расчетов с формированием задания на следующий цикл. Важным вопросом при этом является обеспечение автоматической передачи данных между этапами оптимизации.

При оптимизации единичного профиля в качестве исходных данных используются параметры решетки, подлежащей исследованию. В случае проведения поисковых исследований, направленных на поиск семейства оптимальных профилей для различных условий работы, в каждом конкретном варианте в качестве исходных используются широко зарекомендовавшие себя лопаточные профили, например, NACA 65. Для решения задачи форма исходных профилей описывается топологией, предложенной в главе 3. Для аппроксимации профилей используется разработанный автоматизированный алгоритм (см. п. 3.3). Геометрический файл генерируется с помощью специально разработанного модуля профилирования (см. п. 3.2).

Полученная геометрия лопатки автоматически передается в программный комплекс Ansys, где происходит построение расчетной области и численное моделирование течения в канале. Расчетное исследование течения осуществляется в соответствии с представленными в главе 2 рекомендациями. Проводится определение следующих параметров: потерь полного давления в венце, угла поворота потока, углов входа и выхода потока, углов атаки, значений чисел Маха на входе и выходе из расчетного домена, скоростей потока.

Полученные результаты расчета передаются в программный комплекс многокритериальной оптимизации IOSO NM. На данном этапе происходит анализ полученных данных, а именно построение поверхности отклика критериев оптимизации и ограничиваемых параметров, и осуществляется оптимизация с принятием решения о дальнейшем изменении формы профиля. На основании данного решения из ПК IOSO в модуль профилирования передаются значения переменных оптимизации, на основании которых строится новый профиль, замыкая цикл оптимизации.

Таким образом, процесс автоматической оптимизации реализуется путем интеграции геометрического и CFD кодов с программным продуктом IOSO.

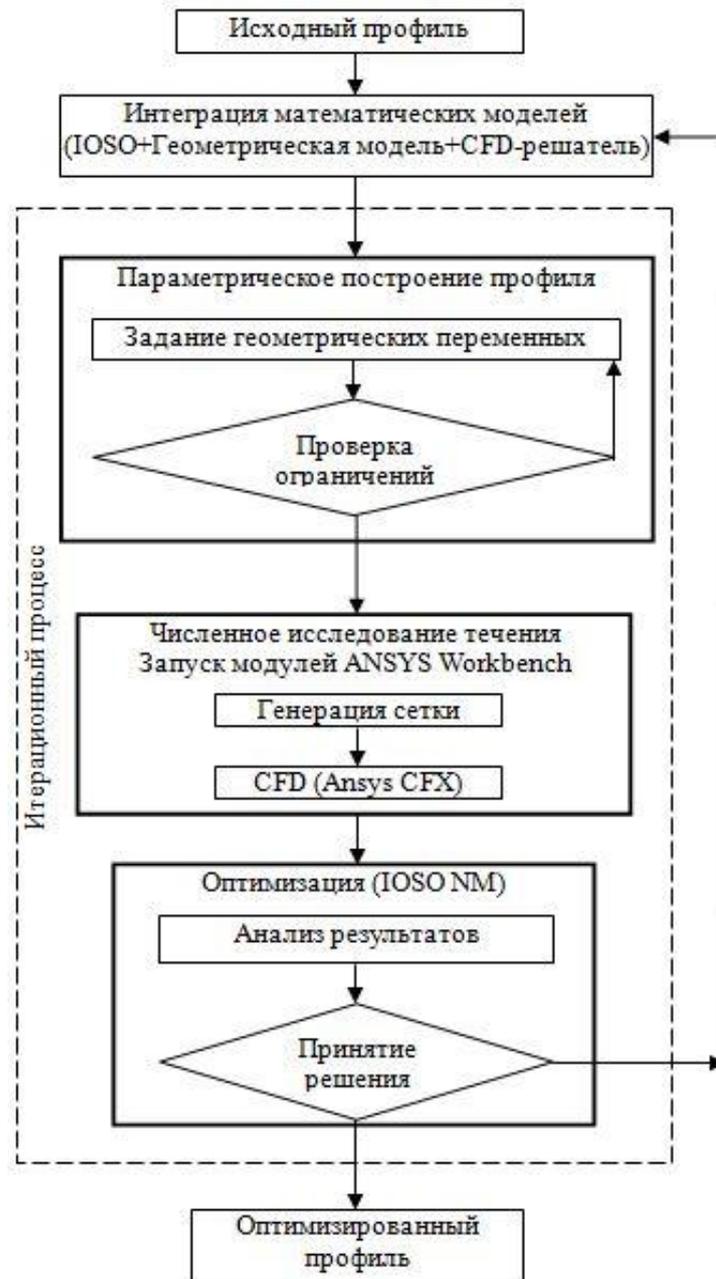


Рисунок 4.1 – Схема автоматической оптимизации

В качестве целевых функций задачи многокритериальной оптимизации выбраны угол поворота потока в лопаточном венце и коэффициент потерь полного давления, которые имеют разнонаправленный характер. То есть улучшение одной целевой функции приводит к ухудшению другой. Оптимальными решениями в данном случае будут являться те, при которых наблюдается одновременное достижение обоих критериев оптимизации (что называется оптимальностью по Парето) или существенное улучшение одного из критериев при относительно незначительном ухудшении другого. Приоритет во

втором случае отдается повышению угла поворота потока, поскольку задачей исследования является разработка высоконапорных ступеней ОК. При этом уровень повышения потерь полного давления ограничивается. Критериями оптимизации являются максимизация угла поворота потока и минимизация потерь полного давления. Целевые функции рассчитываются исходя из осредненных по расходу параметров потока на входе и выходе из расчетного домена. Угол поворота потока рассчитывается по следующей зависимости:

$$\Delta\beta = \arctg \frac{w_{out}}{u_{out}} - \beta_{in}, \quad (4.1)$$

где  $w_{out}$  и  $u_{out}$  – осредненные по расходу осевая и окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из домена;  $\beta_{in}$  – угол входа потока в лопаточный венец, который является исходным параметром в задаче оптимизации.

Коэффициент потерь полного давления вычисляется по формуле:

$$\xi = \frac{P_{in}^* - P_{out}^*}{P_{in}^* - P_{in}}, \quad (4.2)$$

где  $P_{in}^*$ ,  $P_{in}$  и  $P_{out}^*$  – осредненные по расходу полное и статическое давление на входе в домен и полное давление на выходе из него соответственно.

Таким образом, поставленную задачу многокритериальной оптимизации профиля пера лопатки можно рассматривать как минимизацию функции  $F$ , которая имеет следующий вид:

$$F = \frac{\Delta\beta_0}{\Delta\beta_i} + \frac{\zeta_i}{\zeta_0} \quad (4.3)$$

При этом на функцию накладываются следующие ограничения:

$$\begin{cases} F < 2, \\ 0 < \frac{\Delta\beta_0}{\Delta\beta_i} \leq 1, \\ 0 < \frac{\zeta_i}{\zeta_0} \leq n, \end{cases} \quad (4.4)$$

где  $\Delta\beta_0$  и  $\Delta\beta_i$  – это углы поворота потока в лопаточном венце для исходного и текущего ( $i$ -го) варианта профиля соответственно;  $\zeta_0$  и  $\zeta_i$  – потери полного давления для исходного и текущего ( $i$ -го) варианта профиля соответственно;  $n$  – параметр, ограничивающий верхний предел повышения потерь полного давления в венце при одновременном повышении угла поворота потока. В проводимых исследованиях  $n$  принимался в диапазоне значений 1-2. При  $n < 1$  полученные решения будут оптимальными по Парето. Функция  $F$  для исходного профиля равняется 2.

Вводимые ограничения оптимизации можно разделить на три типа: геометрические, аэродинамические и расчетные.

Геометрические ограничения накладываются на параметры модели, влияющие на прочностные характеристики профиля лопатки. Такие ограничения проверяются на этапе параметрического построения профиля. Так в процессе оптимизации введено ограничение на максимальную  $C_1$  и минимальную  $C_2$  толщину профиля в процентах от хорды профиля:

$$C_1 = \left[ \max \left( \sqrt{(x_i^{ss} - x_i^{ps})^2 + (y_i^{ss} - y_i^{ps})^2} \right) \right] \cdot \frac{100\%}{b}, \quad (4.5)$$

$$C_2 = \left[ \min \left( \sqrt{(x_i^{ss} - x_i^{ps})^2 + (y_i^{ss} - y_i^{ps})^2} \right) \right] \cdot \frac{100\%}{b},$$

где  $x$  и  $y$  – это координаты точек на корытце ( $ps$ ) и спинке ( $ss$ ) профиля, через которые проходит  $i$ -я вписанная в профиль окружность.

Аэродинамические ограничения накладываются на параметры потока или характеристики решетки, например, на угол отставания потока, верхний предел коэффициента потерь полного давления, нижнюю границу угла поворота потока.

Расчетные ограничения вводятся для отсеивания заведомо неверных данных, полученных по причине низкой сходимости расчета. В ходе численного исследования течения сходимость расчета ограничивалась уровнем невязок  $10^{-5}$ , который при нормальном решении достигается за 50-150 итераций. При расчете потока в решетке из геометрически несовершенных профилей сходимость CFD-решения может и не достигнуть требуемого уровня, поэтому установлено предельное число итераций, равное 150. Так для контроля уровня сходимости накладывалось ограничение на погрешность по расходу по входу  $G_1$  и выходу  $G_2$  из расчетного домена:

$$\Delta G = \frac{G_1 - G_2}{G_2} \cdot 100\%;$$

$$-0,01 \leq \Delta G \leq 0,01,$$
(4.6)

где  $\Delta G$  - погрешность по расходу, %;  $G_1$  и  $G_2$  – расход на входе и выходе из домена соответственно, кг/с.

Аэродинамические и расчетные ограничения проверяются на заключительном этапе цикла оптимизации при анализе результатов численного исследования.

Выбор переменных оптимизации зависит от используемой параметрической модели профиля. В проводимых исследованиях выбор основан на рекомендациях, предложенных в главе 3.

#### **4.2. Сравнительный анализ применения различных подходов к параметризации модели профиля при решении оптимизационных задач**

В главе 3 предложено два подхода к построению параметрической модели профиля. Один из них заключается в использовании внутреннего геометрического модуля Ansys DesignModeler, а другой опирается на программный код (модуль профилирования), в котором реализована разработанная топология профиля.

В качестве одного из примеров для сравнения этих двух подходов приведена задача оптимизации пера направляющего аппарата последней ступени осевого компрессора ГТУ типа ГТК-10-4 (Рисунок 4.2а). Как отмечалось в пункте

2.3.4, угол выхода потока из последней ступени ОК не превышает  $60^{\circ}$ . Оптимизация проводилась для профиля среднего сечения лопатки с учетом того, что она имеет близкую к цилиндрической форму. Исходный профиль характеризуется углом поворота потока, равным  $17,9^{\circ}$ , при коэффициенте потерь полного давления 0,056. Целью исследования было достичь максимально возможного угла поворота потока в межлопаточном канале за счет изменения формы профиля лопаток при одновременном обеспечении наименьшего уровня потерь полного давления.

Согласно первому подходу модель лопатки построена сплайнами. Координаты девяти точек, через которые проходят линии сплайна, являются переменными оптимизации (Рисунок 3.1). Положение входной и выходной кромок зафиксировано, поэтому хорда профиля остается постоянной. Густота решетки в процессе оптимизации менялась за счет изменения количества лопаток в венце. Также осуществляется выбор угла установки профиля. Отсчет изменения угла установки профиля производился от исходного (нулевого) его положения. В итоге оптимизация происходила при варьировании двадцати переменных. В таком случае задача решалась при интеграции только программных комплексов Ansys и IOSO. Твёрдотельная модель полученной цилиндрической лопатки в модуле Ansys DesignModeler представлена на рисунке 4.2б. Геометрические параметры построенного исходного профиля и диапазон изменения переменных оптимизации представлены в таблице 4.1. Корневой радиус равен 395 мм.

В соответствии со вторым подходом профиль описывается кривыми Безье согласно разработанной топологии (Рисунок 3.2). Выходная кромка профиля в процессе оптимизации может менять свое положение, и, таким образом, хорда профиля - не постоянная. Следовательно, угол установки профиля и густота решетки меняются в процессе оптимизации. Количество лопаток в венце остается постоянным – 50. Далее решение задачи осуществлялось согласно схеме оптимизации, описанной в пункте 4.1. Геометрические параметры исходного профиля и диапазон изменения переменных оптимизации представлены в таблице 4.2.

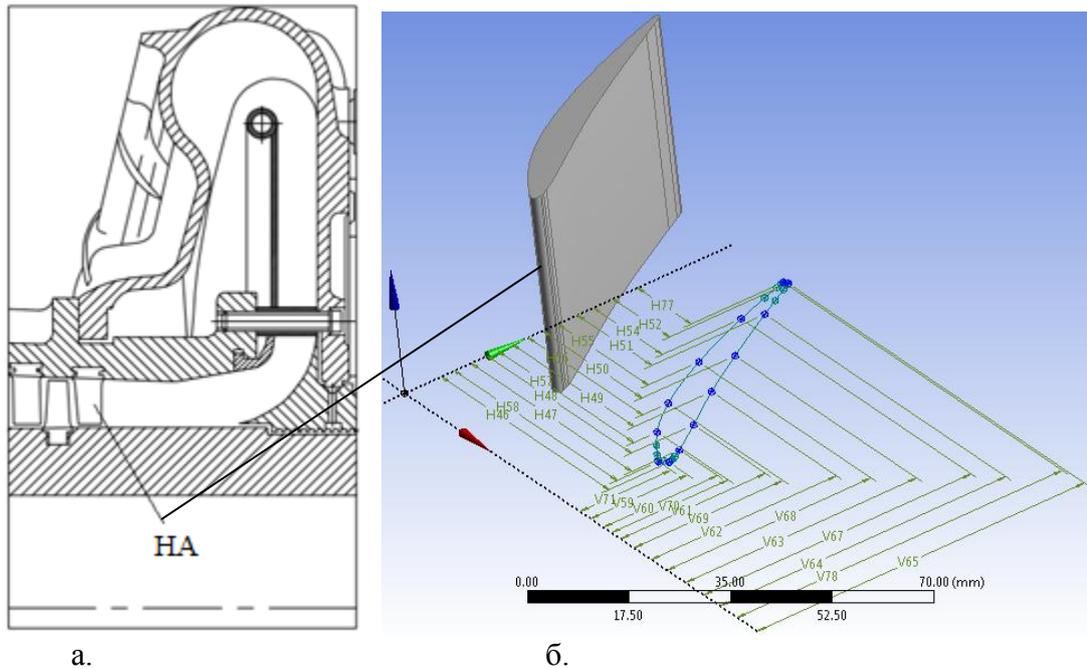


Рисунок 4.2 – Продольный разрез входного участка проточной части осевого компрессора ГТУ типа ГТК-10-4 (а) и твердотельная модель направляющей лопатки 10й ступени, построенная в модуле Ansys DesignModeler (б)

Граничные условия во время расчета задавались по принципу: на входе в домен – составляющие абсолютной скорости в декартовой системе координат, полное давление и температура; на выходе из домена – статическое давление. Величины граничных параметров принимались в соответствии с полученными результатами при расчете натурального осевого компрессора (п. 2.3).

В ходе оптимизации, чтобы исключить комбинации переменных, при которых спинка и корытце профиля пересекаются или смыкаются, накладывались ограничения на минимальную толщину профиля не менее диаметра выходной кромки. Так как основной целью данного исследования является выявление наилучшего подхода, позволяющего максимально быстро получить оптимальные варианты профилей с аэродинамической точки зрения, то прочностной анализ и наложение дополнительных ограничений на геометрию профилей не осуществлялись. Кроме того, лопатки направляющего аппарата менее нагружены в сравнении с рабочими лопатками. Поэтому ограничения на наименьшее значение максимальной толщины профиля в данной задаче не накладывались. Для исключения решений с низкой сходимостью введено ограничение по погрешности расхода на входе и выходе из расчетного домена (зависимость 4.6).

Таблица 4.1 – Геометрические параметры профиля, построенного в модуле DesignModeler

№	Обозначение параметра	Единицы измерения	Значение переменной исходного профиля	Диапазон изменения
1	X <sub>1</sub>	мм	50,5	зафикс.
2	X <sub>2</sub>	мм	48,4	48÷50
3	X <sub>3</sub>	мм	43,4	42÷47
4	X <sub>4</sub>	мм	36,7	35÷39
5	X <sub>5</sub>	мм	29,0	28,5÷32
6	X <sub>6</sub>	мм	22,5	22÷23,5
7	X <sub>7</sub>	мм	17,0	зафикс.
8	X <sub>8</sub>	мм	16,2	зафикс.
9	X <sub>9</sub>	мм	20,8	20÷20,9
10	X <sub>10</sub>	мм	27,2	25÷28
11	X <sub>11</sub>	мм	34,6	31,5÷36
12	X <sub>12</sub>	мм	40,9	39÷41
13	X <sub>13</sub>	мм	49,0	зафикс.
14	Y <sub>1</sub>	мм	20,5	зафикс.
15	Y <sub>2</sub>	мм	24,1	23÷26
16	Y <sub>3</sub>	мм	30,6	30÷33
17	Y <sub>4</sub>	мм	39,1	37÷41
18	Y <sub>5</sub>	мм	48,8	47,5÷50
19	Y <sub>6</sub>	мм	60,4	57÷61
20	Y <sub>7</sub>	мм	69,1	зафикс.
21	Y <sub>8</sub>	мм	687	зафикс.
22	Y <sub>9</sub>	мм	56,5	56÷57
23	Y <sub>10</sub>	мм	43,1	41÷45
24	Y <sub>11</sub>	мм	31,5	30÷33
25	Y <sub>12</sub>	мм	24,7	24,4÷25
26	Y <sub>13</sub>	мм	19,2	зафикс.
27	z	шт.	50	48÷65
28	γ	град.	0	0÷20

Таблица 4.2 – Геометрические параметры профиля, построенного в разработанном коде на основании предложенной топологии

№	Обозначение параметра	Единицы измерения	Значение переменной исходного профиля	Диапазон изменения
1	X B <sub>1</sub> <sup>ps</sup>	мм	19,35	8÷40
2	X B <sub>2</sub> <sup>ps</sup>	мм	31,55	20÷42
3	Y B <sub>2</sub> <sup>ps</sup>	мм	3,08	-15÷15
4	X B <sub>3</sub> <sup>ps</sup>	мм	43,75	30÷55
5	X B <sub>0</sub> <sup>ss</sup>	мм	55,53	зафикс.
6	Y B <sub>0</sub> <sup>ss</sup>	мм	17,34	5÷30
7	X B <sub>1</sub> <sup>ss</sup>	мм	36,99	15÷55
8	X B <sub>2</sub> <sup>ss</sup>	мм	15,37	5÷30
9	X B <sub>3</sub> <sup>ss</sup>	мм	5,94	зафикс.
10	Y B <sub>3</sub> <sup>ss</sup>	мм	-16,03	зафикс.
11	β <sub>in(ps)</sub>	град.	30,49	-10÷50
12	β <sub>in(ss)</sub>	град.	62,94	40÷80
13	β <sub>out(ps)</sub>	град.	33,00	5÷60
14	β <sub>out(ss)</sub>	град.	21,59	0,1÷40

Результаты задачи оптимизации профиля лопатки в виде Парето фронтов представлены на рисунке 4.3. По оси абсцисс отложен угол поворота потока (зависимость 4.1), по шкале ординат – коэффициент потерь полного давления (зависимость 4.2).

При построении профиля согласно первому подходу количество вызовов CFD-решателя составило 5000, т.е. такое количество профилей было рассмотрено. При этом удалось повысить угол поворота потока до  $30,4^{\circ}$  относительно исходного значения –  $17,9^{\circ}$ . Коэффициент потерь полного давления для решетки из профилей с таким углом поворота составил 0,069, что превышает уровень потерь исходной решетки на 0,013. Также получен профиль, характеризующийся аналогичным исходному профилю коэффициенту потерь, с углом поворота потока  $23,2^{\circ}$ .

При реализации второго подхода описания профиля получены следующие результаты. Парето фронт задачи оптимизации лежит в области более низких значений потерь полного давления и более высоких значений углов поворота потока. Таким образом, достигнуты улучшения по обоим критериям оптимизации. На рисунке показаны Парето фронт задачи оптимизации на этапе 500 и 1000 вызовов CFD-решателя. В ходе оптимизации был получен профиль с углом поворота потока  $32,5^{\circ}$ , что на  $14,6^{\circ}$  превышает угол исходного профиля, с коэффициентом потерь полного давления 0,049. Так, благодаря меньшему числу переменных оптимизации (см. таблицы 4.1-4.2) и за счет физически обоснованного их выбора удалось сократить время решения задачи оптимизации и получить оптимальные профили, удовлетворяющие поставленным целям.

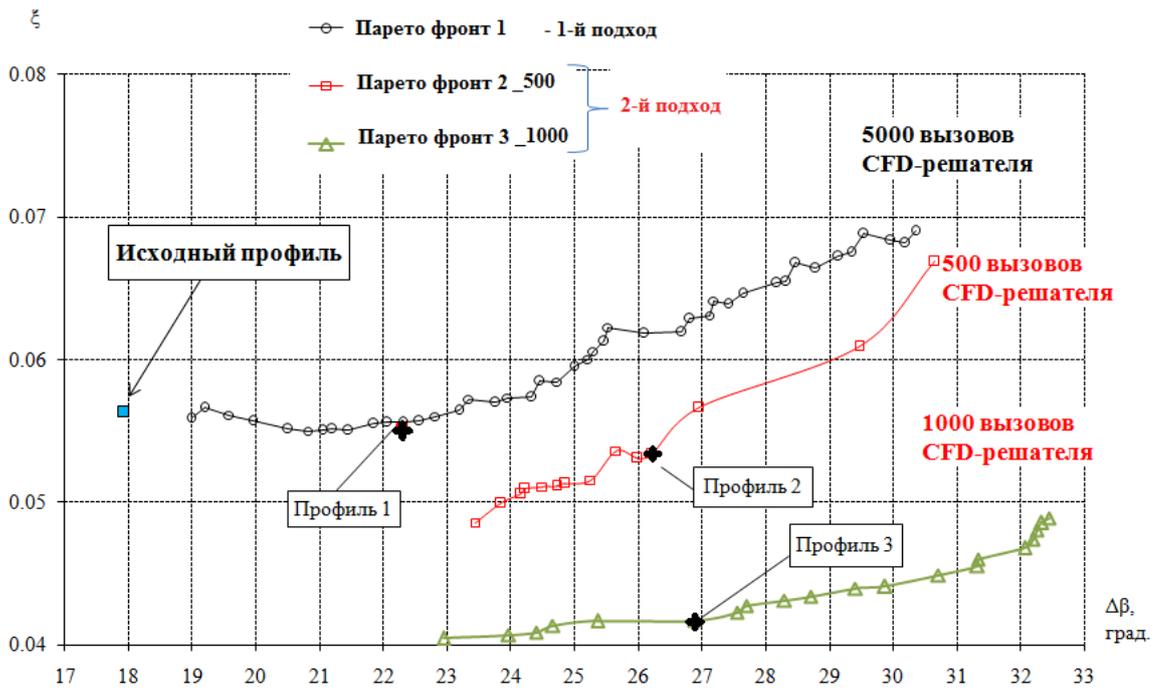


Рисунок 4.3 – Множество оптимальных решений Парето задачи оптимизации при различных вариантах построения параметрической модели профиля

Таким образом, предложенный подход (второй) к оптимизации профиля лопатки осевого компрессора, опирающийся на разработанную топологию, позволяет получить оптимальные профили со значительно лучшими аэродинамическими характеристиками за меньшее количество циклов.

Для анализа эволюции профилей в процессе сходимости задачи оптимизации, проводимой по второму подходу, на рисунке 4.3 отмечены три произвольных оптимальных по Парето профиля, полученных на разных итерациях решения. Профиль 1 получен на 59 итерации оптимизации и характеризуется углом поворота потока и величиной потерь полного давления, которые равняются  $22,2^{\circ}$  и  $0,055$  соответственно. Профили 2 и 3 обеспечивают угол поворота  $26,2^{\circ}$  и  $26,9^{\circ}$  при коэффициенте потерь  $0,053$  и  $0,042$  соответственно. Профиль 2 получен на 499 итерации процесса оптимизации, а профиль 3 – на 861 итерации.

Распределения числа Маха и скорости вдоль поверхности профилей представлены на рисунке 4.4. Из рисунка видно, что в процессе сходимости решения задачи повышается нагрузка на передний участок профиля со стороны спинки. Так, профиль 2 относительно профиля 1 имеет ярко выраженный пик

скорости на спинке на расстоянии до 10% хорды, который достигает 280 м/с. Дальнейшая оптимизация заключается в увеличении максимума скорости. Профиль 3 характеризуется максимальной скоростью почти 350 м/с, что соответствует числу Маха 0,95 при данных параметрах набегающего потока. При этом распределение скорости вдоль спинки профилей, начиная с расстояния 20% хорды, практически не меняется. Такие преднагруженные профили могут быть более эффективными за счет достижения большего угла поворота потока в передней части профиля, где пограничный слой более устойчивый [39].

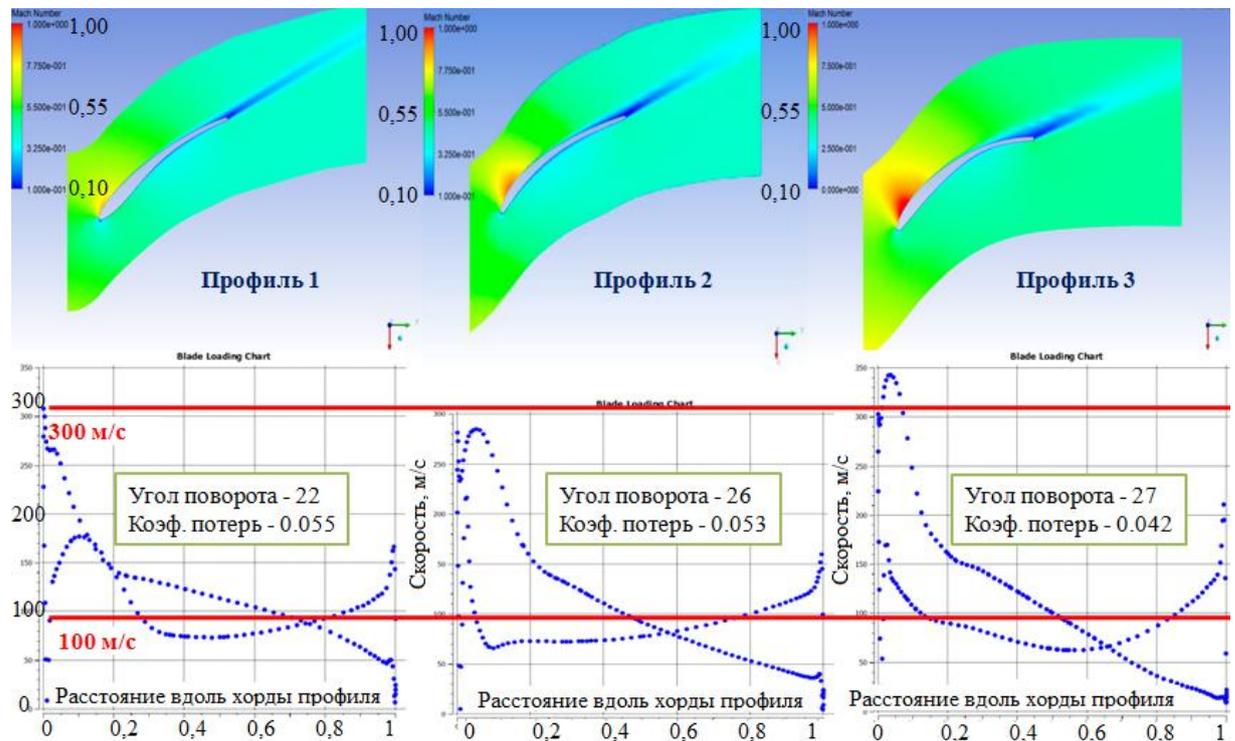


Рисунок 4.4 – Распределение числа Маха (сверху) и скорости (снизу) вдоль профилей

Поскольку в ходе оптимизации относительная толщина профиля не контролировалась, то частично снижение потерь полного давления объясняется уменьшением толщины оптимальных профилей относительно исходного. При этом в дальнейших задачах оптимизации необходимо накладывать дополнительные геометрические ограничения с точки зрения прочности лопатки.

Сравнение распределения скорости вдоль исходного и оптимизированного профилей представлено на рисунке 4.5. Также на рисунке нанесены данные для профиля семейства NASA 65, построенного на аналогичные оптимизированному профилю угол поворота потока и относительную толщину.

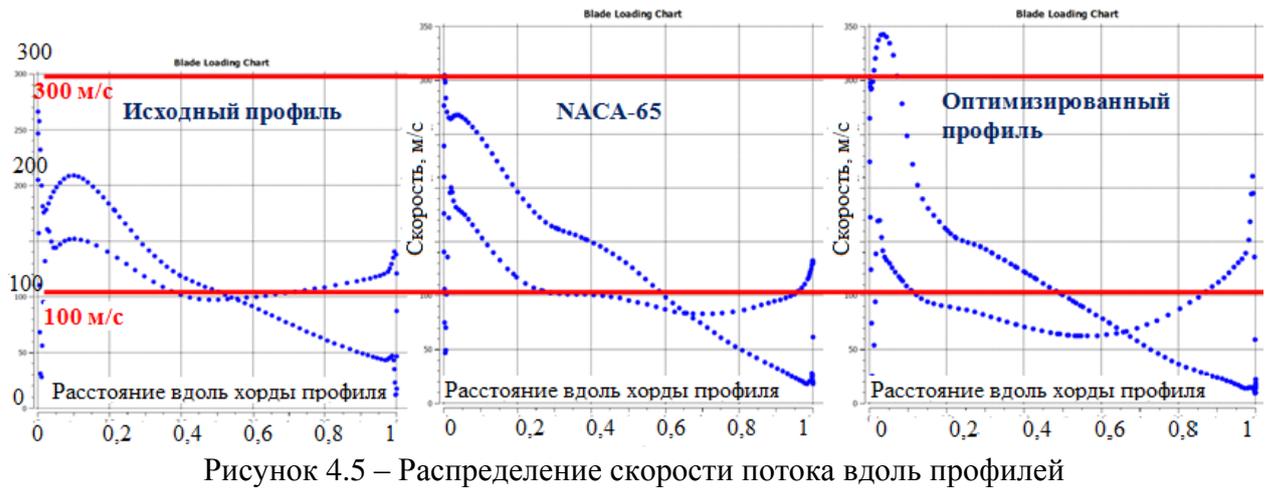


Рисунок 4.5 – Распределение скорости потока вдоль профилей

Из рисунке 4.5 видно, что оптимизированный профиль характеризуется пиком скорости на спинке в 1,75 раза превышающий пик скорости исходного профиля. При этом характер распределения скорости вдоль исходного профиля больше похож на аналогичный для профиля NACA 65.

В результате для оптимального варианта получено распределение скоростей, принципиально схожее с упомянутым в главе 1 сверхкритическим профилем. Такому распределению соответствует высокая скорость свободного потока на входном участке спинки профиля. Как отмечается в [39], в некоторых случаях это может способствовать небольшому снижению потерь для данной нагрузки, поскольку имеет место удлинение участка ламинарного пограничного слоя. Снижение скорости на корытце оптимизированного профиля относительно исходного также способствует снижению потерь. Известно, что потери, возникающие в пограничном слое, зависят от куба местной скорости потока. Таким образом, разработанный подход к оптимизации позволяет получать профили, соответствующие теоретически оптимальным профилям.

### 4.3. Оптимизация формы профиля лопатки на одном режиме течения

Задача оптимизации на одном режиме работы компрессорной решетки проводится с целью проверки возможностей разработанной схемы при решении нескольких частных задач с разными начальными условиями. В данном случае

оптимизация решетки осуществлялась для трех разных значений числа Маха на входе – порядка 0,4, 0,6 и 0,8.

Постановка задачи организована аналогично ранее описанному варианту. Граничные условия во время расчета задавались по принципу: на входе в домен – составляющие абсолютной скорости и полная температура; на выходе из домена – статическое давление. Задание в качестве граничного условия составляющих скорости позволяет зафиксировать требуемый угол набегания потока и значение числа Маха на входе в решетку.

При постановке задачи также дополнительно накладывались ограничения на максимальную и минимальную толщину профиля:

$$\begin{aligned} C_{\max} &\geq 1,5 \cdot D_{\text{вх}}, \\ C_{\min} &\geq 1 \cdot D_{\text{вых}}, \end{aligned} \quad (4.7)$$

где  $D_{\text{вх}}$  и  $D_{\text{вых}}$  – диаметры входной и выходной кромок профиля соответственно.

В результате получены Парето фронты задач при разных значениях числа Маха на входе в решетку. При решении каждой задачи было выполнено порядка 3000 итераций. Установлено, что решение можно считать сошедшимся за 1500-2000 вызовов CFD-решателя. Большее значение числа итераций соответствует задаче с большим числом Маха. Пример изменения формы профиля, характеризующегося углом поворота потока в решетке  $28^\circ$ , в процессе сходимости задачи оптимизации при значении числа Маха на уровне 0,6 представлен на рисунке 4.6. Видно, что по мере сходимости оптимизационного решения выходная кромка профиля смещается таким образом, что при этом уменьшается хорда профиля и густота решетки. Максимальная толщина профиля при этом смещается от центра в сторону входной кромки. Отметим, что, начиная с 700 итерации оптимизации, оптимальные варианты похожи на профили сверхкритического типа. Входная и выходная кромки, корытце и задний участок спинки у профилей, полученных на 714, 2025 и 2757-м вызове CFD-решателя, практически совпадают; изменению подвергается только входной участок спинки профиля. Это объясняется стремлением подобрать такое распределение скорости

потока на входном участке спинки (пик скорости), при котором будут достигнуты наилучшие аэродинамические показатели решетки профилей.

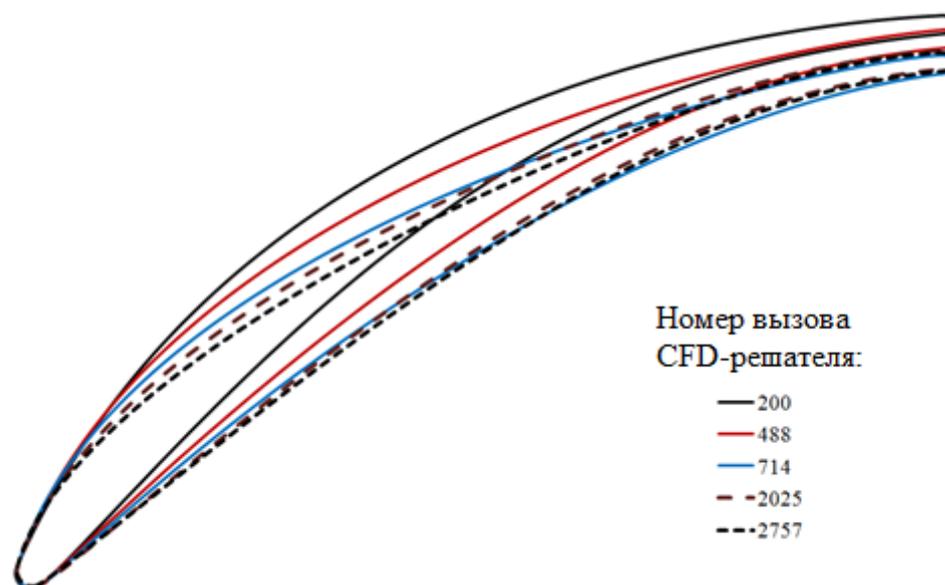


Рисунок 4.6 – Изменения формы профиля с углом поворота  $28^{\circ}$  в процессе сходимости задачи оптимизации при значении числа Маха на уровне 0,6

Из проведенного анализа изменения формы профиля в процессе сходимости задачи можно сделать вывод о том, что предлагаемый подход к оптимизации, опирающийся на разработанную топологию профиля, позволяет проследить четкую логику формирования профилей и изменения их геометрических параметров.

Парето фронты решенных задач оптимизации при различных значениях числа Маха на входе в решетку показаны на рисунке 4.7. Из рисунка видно, что при значении числа Маха от 0,406 до 0,621 удается достичь значительных углов поворота потока при относительно невысоком повышении потерь полного давления в венце. Если сравнивать полученные профили с углом поворота более  $33$  градусов, то видно, что при повышении значения числа Маха с уровня 0,4 до 0,6 потери полного давления в компрессорных решетках с рассматриваемыми профилями выросли более чем на 1,5% в абсолютном значении. При числе Маха 0,795 становится сложным получить профиль с высоким углом поворота потока при относительно низких потерях. Для всех значений числа Маха при угле

поворота потока менее 28 градусов оптимизированные профили имеют близкие значения по величине потерь.

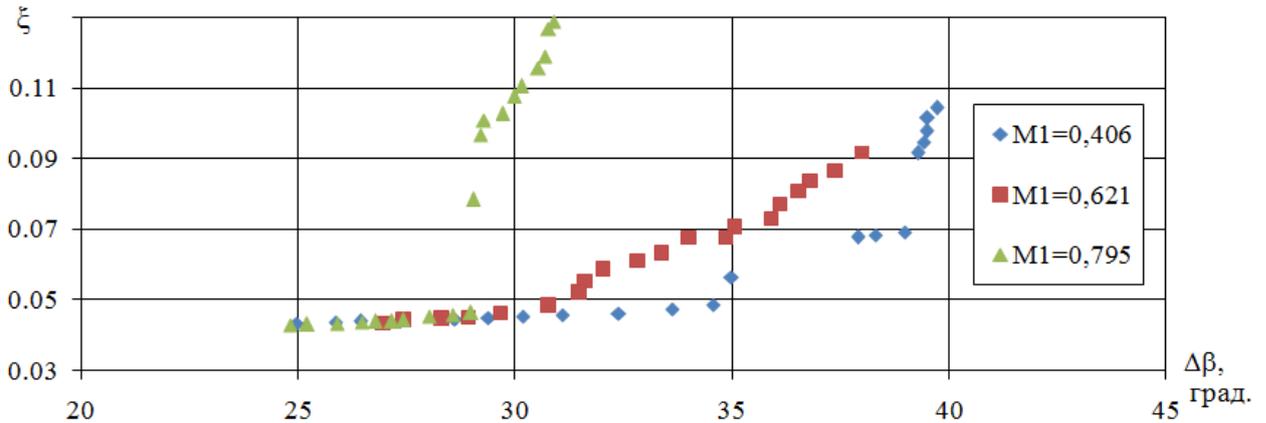


Рисунок 4.7 – Парето фронт задачи оптимизации формы профиля лопатки при разных значениях числа Маха на входе в решетку

На рисунке 4.8 представлено сравнение оптимизированных профилей с углом поворота потока  $28^\circ$  при различных значениях числа Маха на входе в компрессорную решетку. Из рисунка видно, что с точки зрения распределения толщины формы полученных профилей при решении задач со значениями числа Маха на уровне 0,4 и 0,6 схожи. Тогда как форма оптимального профиля при течении в решетке для  $M=0,8$  имеет принципиально иной тип. Так максимальная толщина находится примерно на расстоянии 25% хорды профиля, а минимальная толщина профиля - в центральной его части (на расстоянии около 50% хорды). В задней части профиля наблюдается второе утолщение на расстоянии примерно 70% вдоль хорды. Полученная геометрия профиля схожа с формой, исследуемой в работе Бо Сонга [112], проведенной в США в 2003 году. В указанной работе исследования проводились при сверхзвуковой скорости потока на входе в решетку, поэтому там характер двойного утолщения выражен более ярко.

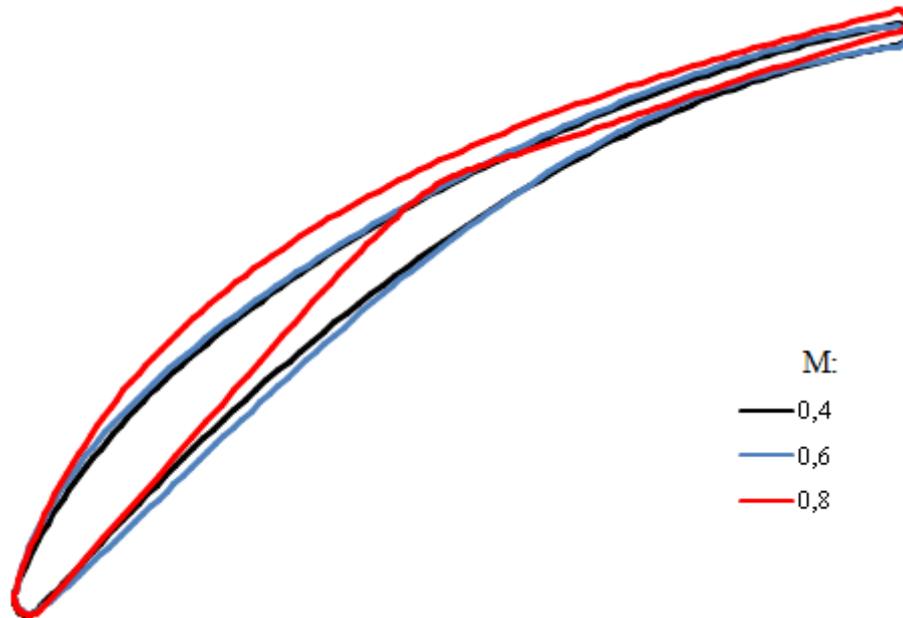


Рисунок 4.8 – Сравнение форм оптимизированных профилей, характеризующихся углом поворота потока  $28^{\circ}$ , при различном уровне числа Маха на входе в решетку

На основании полученных результатов можно сделать вывод о том, что разработанный подход к оптимизации позволяет получать профили лопаток ОК, формы которых на сегодняшний день считаются наилучшими. Это говорит о применимости предложенной топологии построения профиля и схемы оптимизации для достижения поставленной цели исследования.

#### 4.4. Исследование вариантов постановки задачи многорежимной многокритериальной оптимизации

Одним из ключевых параметров компрессорной решетки профилей является ширина диапазона ее работы. Важно обеспечить построение таких профилей, которые будут работать в большом диапазоне углов атаки с относительно низкими потерями. С точки зрения задачи оптимизации такой результат может быть достигнут при поиске профилей, оптимально работающих на нескольких режимах одновременно. Для этого достаточно проводить оптимизацию на двух крайних режимах работы решетки (при максимальных углах атаки в спинку и корытце профиля). Отметим, что ширина рабочего диапазона решетки профилей зависит от многих факторов. Например, при увеличении числа Маха рабочий

диапазон сужается, а решетки профилей на меньшие углы поворота потока работают в сравнительно более широком диапазоне углов атаки.

В настоящем разделе представлено оптимизационное исследование на двух режимах течения, характеризующихся углами атаки в  $+3$  и  $-3$  градуса относительно лопаточного угла входа исходного профиля (NACA 65). Число Маха на входе в решетку равняется 0,62. Густота исходной решетки - 1,27. Длина хорды исходного профиля равняется 65 мм. Число лопаток в венце поддерживалось постоянным – 50. Таким образом, оптимальные профили с разной длиной хорд составляют решетки разной густоты. В данном случае густота может меняться в диапазоне от 1 до 1,38. Это позволяет не включать густоту решетки в переменные оптимизации. При необходимости изменения густоты в более широких пределах задается иное число лопаток в венце. Такая постановка задачи позволяет получить форму профилей, обеспечивающую максимальный угол поворота с минимальными потерями полного давления при работе в достаточно широком диапазоне режимов набегания потока.

В процессе исследования на обоих режимах направление потока на входе не менялось, в то время как полученные профили имеют различные лопаточные углы. Поэтому фактические значения углов атаки могут отличаться для решеток с разными профилями. Например, могут быть построены такие профили, для которых данные углы атаки будут направлены либо только в спинку, либо только в корытце. При этом обеспечивается требуемая ширина рабочего диапазона решетки. Поддержание постоянного угла набегания потока на профиль лопатки необходимо для обеспечения поиска вариантов компрессорных решеток, подходящих для данных исходных условий работы. Для получения полных характеристик проводится продувка оптимальных вариантов профилей в широком диапазоне углов атаки. В итоге решетки оптимизированных профилей могут иметь не только разную ширину рабочего диапазона, но и работать на разных углах атаки. Тем самым достигается возможность получения нескольких принципиально отличающихся друг от друга решеток профилей, наилучшим образом подходящих к заданным условиям работы.

Для решения поставленной задачи накладывалось ограничение по значению угла отставания потока: не более 10 градусов. Оптимальные профили имеют относительную толщину, не превышающую 7%. Так максимальная и минимальная толщины профиля в данном случае ограничивались следующим образом:

$$\begin{aligned} C_{\max} &\geq 0,07 \cdot b, \\ C_{\min} &\geq 1 \cdot D_{\text{вых}}, \end{aligned} \quad (4.8)$$

где  $b$  – хорда профиля;  $D_{\text{вых}}$  – диаметр выходной кромки профиля.

Для определения оптимального варианта поставлены три задачи оптимизации исходного профиля, отличающихся друг от друга по целевой функции.

В первой постановке в качестве критериев использовались минимизация потерь полного давления на двух режимах течения при одновременной максимизации угла поворота потока в межлопаточном канале на режиме при угле атаки в корытце. В такой постановке функция оптимизации  $F$  имеет следующий вид, где номерами отмечены режимы работы:

$$F = \left( \frac{\zeta_i}{\zeta_0} \right)_{\text{№1}} + \left( \frac{\Delta\beta_0}{\Delta\beta_i} + \frac{\zeta_i}{\zeta_0} \right)_{\text{№2}} \quad (4.9)$$

Второй вариант постановки задача направлен на минимизацию потерь и максимизацию угла поворота потока на обоих режимах. То есть в данном случае используется 4 критерия оптимизации, а функция  $F$  имеет вид:

$$F = \left( \frac{\Delta\beta_0}{\Delta\beta_i} + \frac{\zeta_i}{\zeta_0} \right)_{\text{№1}} + \left( \frac{\Delta\beta_0}{\Delta\beta_i} + \frac{\zeta_i}{\zeta_0} \right)_{\text{№2}} \quad (4.10)$$

Для первой и второй задачи в качестве исходного использовался профиль №1 из таблицы 4.3.

В третьем варианте постановки задачи были выделены три подзадачи. В каждой подзадаче проводилась оптимизация профиля при поддержании исходного угла поворота потока заданным. В качестве критериев использовались только минимизация потерь полного давления на обоих режимах. Исходные

профили NASA 65 для каждой подзадачи характеризуются геометрическими углами поворота 15, 33 и 42 градуса. В таблице 4.3 это профили №1, 2 и 3 соответственно. В таком случае функция оптимизации  $F$  имеет вид:

$$F = \left( \frac{\zeta_i}{\zeta_0} \right)_{\text{№1}} + \left( \frac{\zeta_i}{\zeta_0} \right)_{\text{№2}} \quad (4.11)$$

Для удобства введены следующие обозначения вариантов постановки: 1 – задача оптимизации с функцией вида (4.9), 2 – вида (4.10), 3 – вида (4.11). При этом задача 3 по углу поворота потока в решетке профилей делится на следующие: 3-1, 3-2 и 3-3 в соответствии с номером исходного профиля из таблицы 4.3.

Диапазон изменения переменных оптимизации в процессе решения поставленных задач также представлен в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Геометрические параметры исходных профилей NASA 65

Обозначение	Единицы изменения параметра	Исходные варианты профилей NASA 65, используемых в задачах оптимизации			Диапазон изменения
		1	2	3	
X B <sub>1</sub> <sup>ps</sup>	мм	17,73	20,56	21,48	0÷30
X B <sub>2</sub> <sup>ps</sup>	мм	30,09	32,91	33,82	10÷50
Y B <sub>2</sub> <sup>ps</sup>	мм	7,07	7,53	7,13	0÷20
X B <sub>3</sub> <sup>ps</sup>	мм	42,44	45,25	46,16	30÷55
X B <sub>0</sub> <sup>ss</sup>	мм	54,12	57,10	58,10	зафикс.
Y B <sub>0</sub> <sup>ss</sup>	мм	26,12	16,40	12,10	1÷35
X B <sub>1</sub> <sup>ss</sup>	мм	37,67	40,70	41,64	15÷55
X B <sub>2</sub> <sup>ss</sup>	мм	21,23	24,03	25,07	0÷26
X B <sub>3</sub> <sup>ss</sup>	мм	4,78	7,68	8,62	зафикс.
Y B <sub>3</sub> <sup>ss</sup>	мм	-15,08	-12,01	-10,88	зафикс.
$\beta_{in(ps)}$	град.	37,28	37,42	37,48	-10÷45
$\beta_{in(ss)}$	град.	57,77	56,13	55,19	40÷90
$\beta_{out(ps)}$	град.	34,93	15,71	5,94	0,1÷40
$\beta_{out(ss)}$	град.	29,99	12,06	2,71	0,1÷40

Задачи 1 и 2 оптимизировались в течении 3500 вызовов CFD-решателя. Такое большое количество итераций было использовано для обоснованного выбора требуемого числа вызовов CFD-решателя. Кроме того, большое число циклов оптимизации также связано с широкими диапазонами изменения

переменных параметров, что направлено на обеспечение возможности охвата максимального количества вариантов форм профилей. Анализ показал, что результаты оптимизации, полученные после 2000 вызовов CFD-решателя, практически не изменились.

Результаты задач оптимизации 1 и 2 представлены на рисунке 4.9. Из анализа полученной области оптимальных вариантов очевидно преимущество задачи 1, для которой практически все оптимальные варианты профилей на обоих режимах работы имеют коэффициенты потерь полного давления, не превышающие величину 0,04. При этом удалось получить профили с углом поворота потока на  $30^{\circ}$  превышающий угол поворота исходного профиля.

При решении задачи 2 так же было построено несколько профилей с высоким углом поворота и низкими потерями. Но большинство полученных решеток характеризуются большими потерями полного давления на режиме №2. Это можно объяснить тем, что для более сложной задачи оптимизации с четырьмя конфликтующими между собой целевыми функциями требуется большее число итераций для получения оптимальных решений. При этом в ходе решения задачи 2 была построена лучшая решетка профилей с углом поворота потока  $41^{\circ}$  и  $46^{\circ}$  при коэффициентах потерь 0,0265 и 0,0397 на первом и втором режимах работы соответственно. Данный профиль отмечен стрелкой на рисунке 4.9. С другой стороны лучший результат задачи 1 отличается незначительно от лучшего результата задачи 2, но данный вариант постановки позволяет получить семейство оптимальных профилей во всем диапазоне углов поворота потока за меньшее число вызовов CFD-решателя.

Задача 3-1 решалась на протяжении более чем 1600 вызовов CFD-решателя, что также вызвано желанием оценить требуемое количество итераций. На рисунке 4.10 показан процесс сходимости задачи или, иначе говоря, эволюция Парето фронта в процессе решения. На основании полученных данных можно говорить о том, что после 500 вызовов CFD-решателя результаты практически не изменяются. На основании этого задачи 3-2 и 3-3 решались в течении 500 итераций оптимизации.

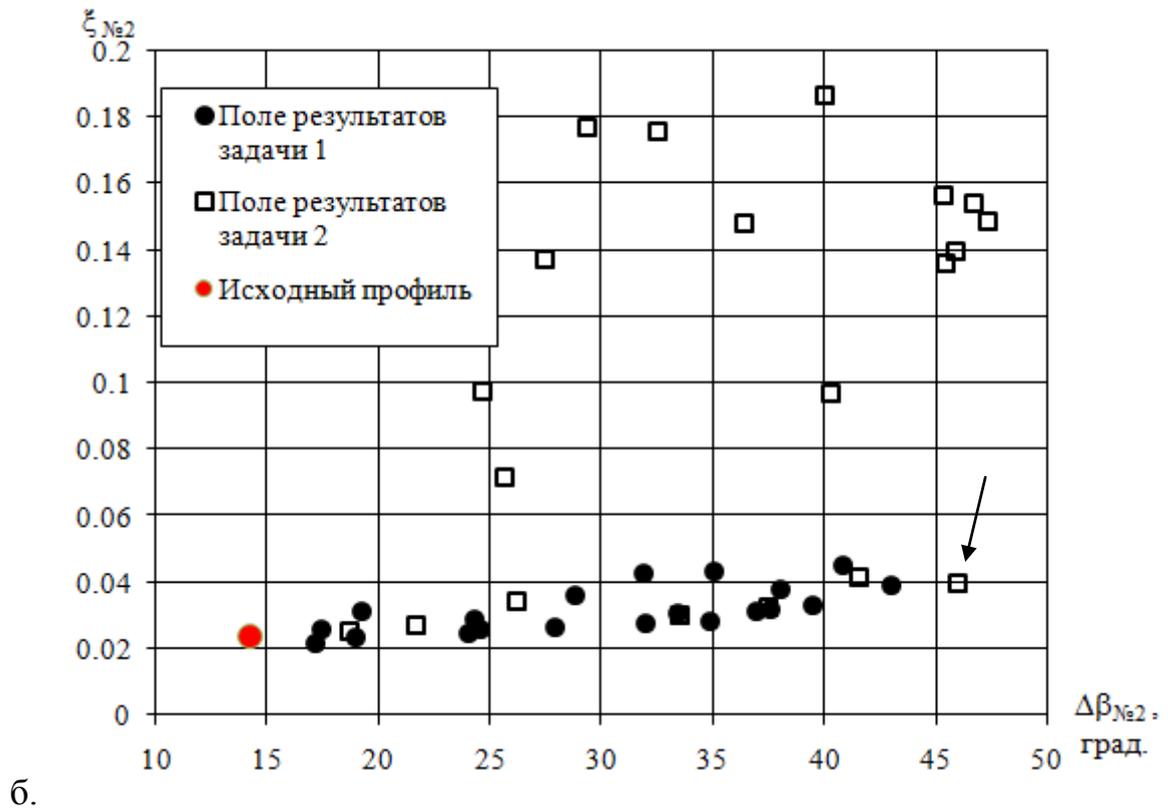
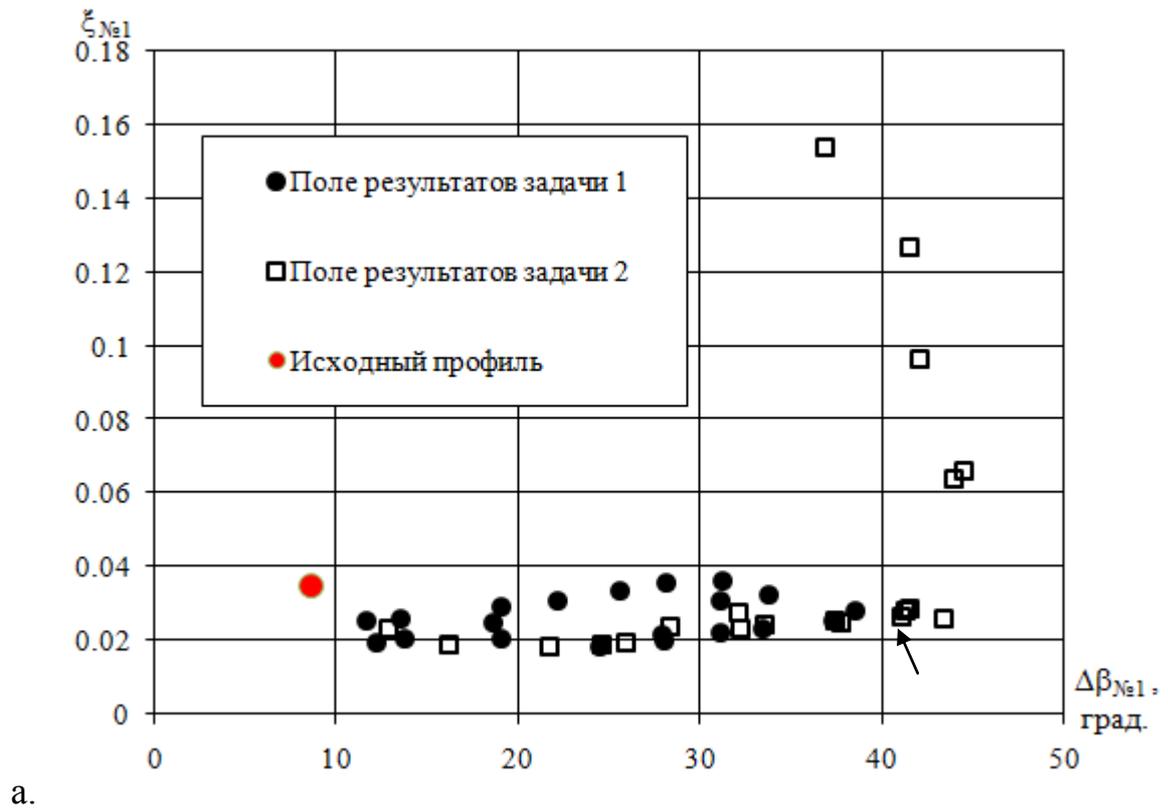


Рисунок 4.9 – Результаты решения задач двухрежимной оптимизации 1 и 2 на первом (а) и втором (б) режимах работы решетки

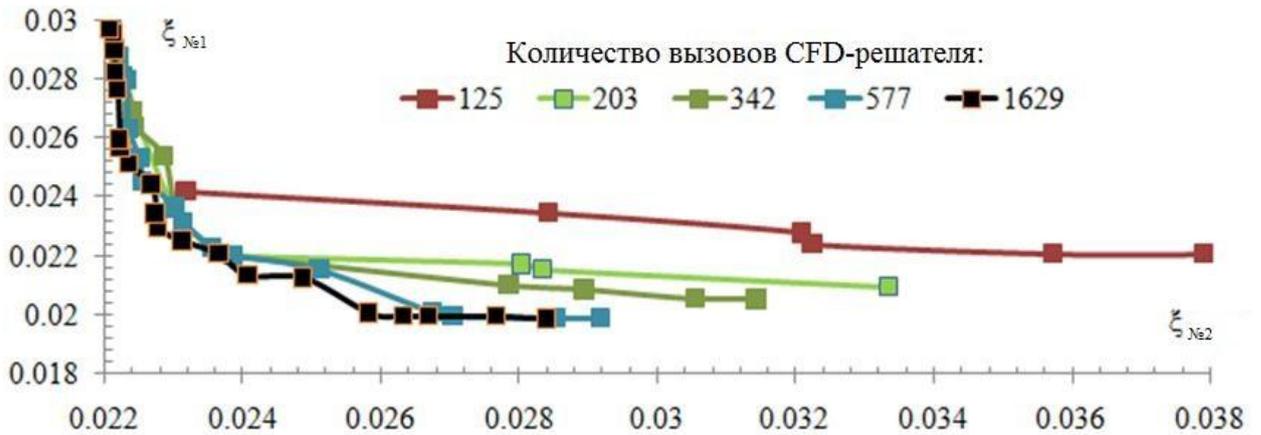


Рисунок 4.10 – Процесс сходимости задачи оптимизации 3-1

На рисунке 4.11 показаны результаты оптимизации задачи 3. В отличие от вариантов постановок 1 и 2, полученные данные “ложатся” в явный Парето фронт на двухмерной плоскости. Такая разница в характере области оптимальных решений вызвана различиями в количестве целевых функций оптимизации. Из рисунка видно, что в задаче 3-1 удалось снизить потери полного давления на 0,5% для первого режима течения и на 0,2% для второго относительно исходного профиля. В задачах 3-2 и 3-3 удалось достичь снижения потерь по первому режиму на 0,6% и 0,8%, а по второму режиму - на 3,5% и 5,6% соответственно. Величина изменения потерь представлена в абсолютной форме.

Для сравнения полученных результатов задачи оптимизации при различных постановках на рисунке 4.11 нанесены некоторые оптимальные точки задач 1 и 2 на схожие с задачей 3 углы поворота потока (в скобках к соответствующему маркеру указаны углы поворота). Видно, что данные точки ложатся в полученные Парето фронты задачи 3. При этом некоторые точки имеют лучшие показатели. Стоит отметить, что время расчета по всем постановкам примерно одинаковое.

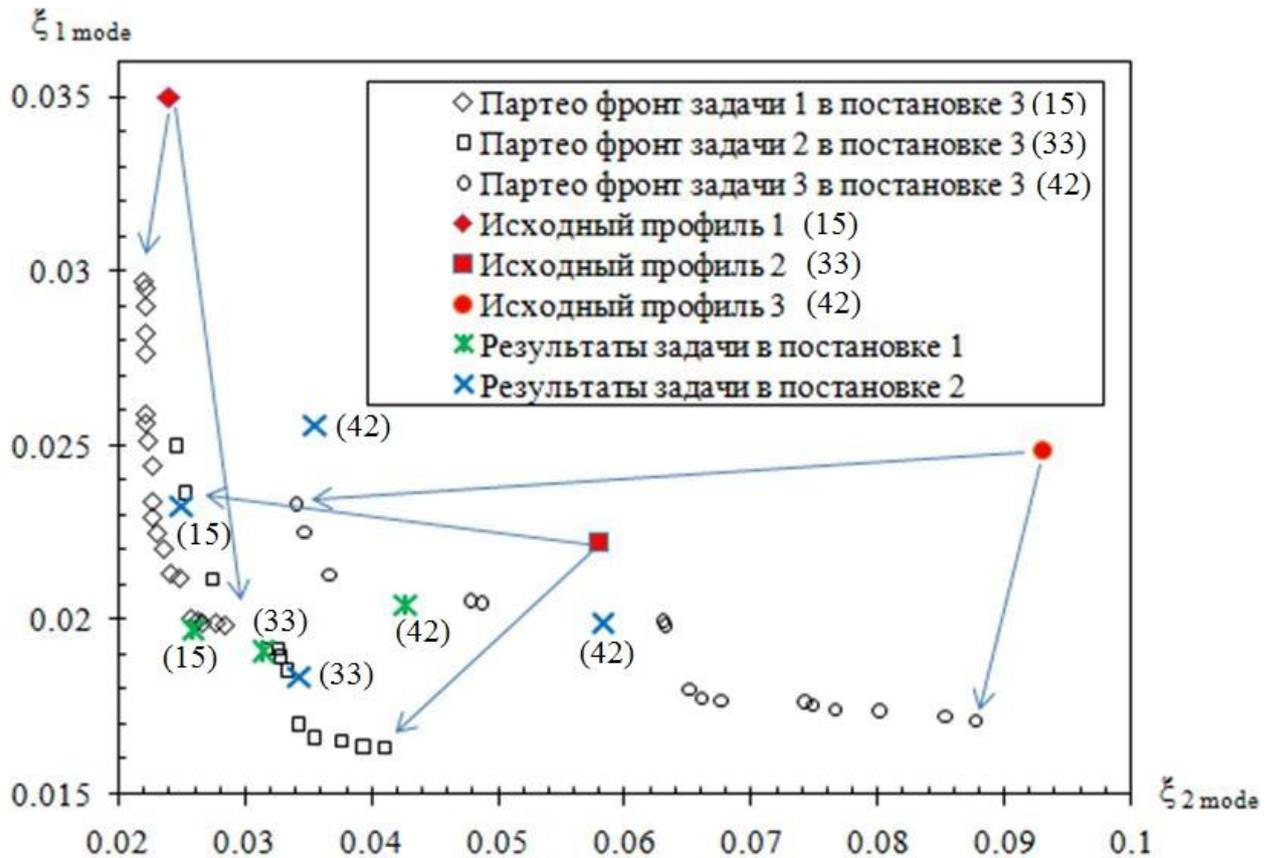


Рисунок 4.11 – Результаты двухрежимной оптимизации задачи 3

На рисунке 4.12 представлены характеристики компрессорных решеток из оптимизированных профилей при различных постановках задачи и характеристики решетки профилей NASA 65 №1. Из рисунка видно, что оптимизированные профили имеют более широкий диапазон работы в сравнении с исходным. Для профиля задачи 3 при схожем с исходным профилем угле поворота потока удалось снизить потери полного давления и расширить диапазон устойчивой работы решетки. Представленные на рисунке решетки профилей, полученные в задачах 1 и 2, характеризуются близкими углами поворота потока и диапазоном работы. При этом профиль задачи 1 имеет более низкие значения потерь полного давления. Стоит отметить, что минимум потерь решетки профилей задачи 1 получен при угле атаки  $-2,5$  градуса, тогда как для решетки задачи 2 – при  $0$  градусов, а для решетки задачи 3 и исходной решетки – на угле  $2,5$  градуса. При этом угол атаки рассчитывается относительно лопаточных углов исходного профиля NASA 65.

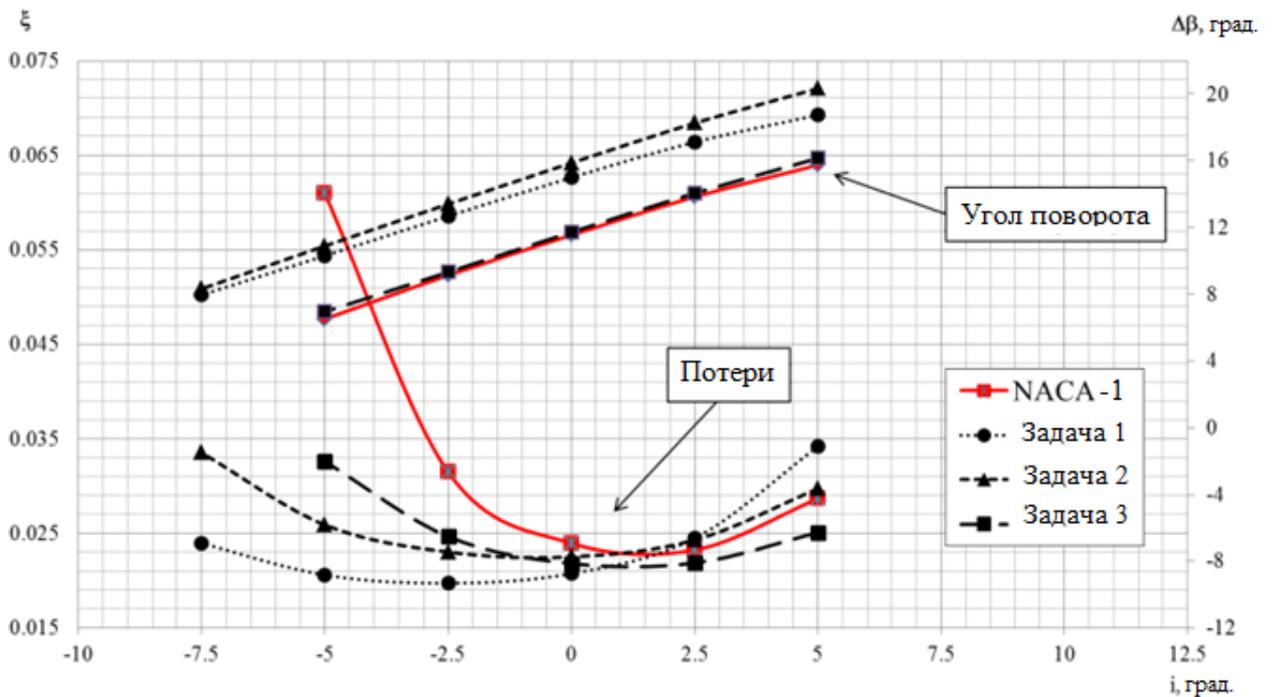


Рисунок 4.12 – Характеристики решеток из оптимизированных профилей на близкий угол поворота потока при разных постановках задачи

На основании полученных результатов можно сделать вывод о целесообразности использования постановки задачи оптимизации 1, где в качестве критериев оптимизации используются минимизация потерь полного давления на обоих режимах работы решетки и максимизация угла поворота потока на режиме с углом атаки в корытце. Данный вариант позволяет получить семейство оптимальных профилей в широком диапазоне углов поворота потока. Варианты постановок 2 и 3 также применимы для практического использования при решении частных задач.

#### 4.5. Выводы по главе

1. Разработана схема автоматической многокритериальной оптимизации формы профиля лопатки осевого компрессора. Задача осуществляется при интеграции программы многокритериальной оптимизации IOSO с программным комплексом Ansys и разработанным модулем профилирования. Предложен и обоснован выбор критериев, ограничений и переменных оптимизации.

2. Проведен сравнительный анализ применимости подходов к параметрическому построению профиля лопатки на примере решения задачи оптимизации направляющего аппарата последней ступени осевого компрессора натурной ГТУ. Показано преимущество разработанного модуля профилирования, реализующего предложенную топологию профиля.

В процессе оптимизации удалось получить семейство профилей, обеспечивающих угол поворота, более чем на 100 превосходящий угол поворота исходного профиля, при одновременном снижении потерь полного давления более чем на 20% относительных.

3. Проведена однорежимная оптимизация плоской компрессорной решетки профилей при различных значениях числа Маха на входе в решетку согласно разработанной схеме. На основании полученных результатов можно сделать вывод о том, что разработанная схема оптимизации позволяет получать профили лопаток ОК, формы которых в настоящее время ведущими учеными в области компрессоростроения признаны наиболее перспективными.

4. Проведено сопоставление различных вариантов выбора целевых функций при решении задачи двухрежимной многокритериальной оптимизации профиля лопатки. Показана эффективность разработанной схемы оптимизации на примере задачи аэродинамического совершенствования широко известных профилей серии НАСА 65.

Установлено, что наилучшие результаты при наименьшем числе циклов оптимизации с точки зрения решения задач исследования, достигаются при использовании в качестве целевых функций потерь полного давления на обоих режимах работы решетки и угла поворота потока на режиме с углом атаки в корытце.

Остальные поставленные задачи оптимизации показали свою эффективность и могут быть использованы при аэродинамическом совершенствовании профилей лопаток в частных случаях.

5. Полученные результаты подтверждают возможность применения разработанной схемы оптимизации при решении серии оптимизационных задач в

широком диапазоне параметров потока для последующего выявления эмпирических зависимостей между геометрическими и аэродинамическими характеристиками семейства оптимальных профилей.

## **ГЛАВА 5. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКА ОСНОВНЫХ ПРИНЦИПОВ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ВЫСОКОНАПОРНЫХ СТУПЕНЕЙ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ**

В первой части главы представлены результаты двухрежимной оптимизации профиля лопатки ОК при различных значениях числа Маха и параметров решетки. Во второй части проведен анализ геометрии профилей, полученных в ходе оптимизации, и представлены зависимости основных геометрических параметров профиля от требуемого угла поворота потока. На основании полученных результатов выработаны рекомендации по профилированию ступеней осевых компрессоров. В третьей части представлен пример формирования лопатки из полученных профилей и показана апробация результатов исследования на осевом компрессоре натурной ГТУ.

### **5.1. Область выполненных задач оптимизации плоских решеток профилей в исследуемом диапазоне входных параметров**

В ходе исследования были решены задачи двухрежимной оптимизации формы профиля лопатки ОК при различных комбинациях параметров: числа Маха (0,4-0,8), густоты решетки (1-2,2) и относительной толщины профиля (7-14%). Постановка осуществлялась по предложенным в главе 4 рекомендациям. Задачи ставились для значений числа Маха 0,4, 0,6 и 0,8. Диапазон углов атаки выбирался в зависимости от числа Маха. Количество лопаток в венце задавалось равным 50, 65 и 80, что обеспечивает возможность получения требуемого диапазона густоты решетки. За исходный был принят профиль НАСА 65-1 (Таблица 4.3).

На рисунке 5.1 представлены Парето фронты в координатах: потери полного давления на одном из режимов по вертикальной оси и угол поворота на этом же режиме по горизонтальной оси. Зависимости показаны для обоих режимов работы. Видно, что максимальные значения угла поворота потока для полученных решений достигают 48 градусов при потерях полного давления не более 3,5% (при  $M=0,4$ ). При этом графики представлены для густоты решетки

1,0-1,2, что является минимальным значением в исследуемом диапазоне, а значит, имеются резервы для дальнейшего увеличения угла поворота. Данные профили могут быть отнесены к высоконагруженным, поскольку фактор диффузорности по входным и выходным параметрам превышает 0,45 [39].

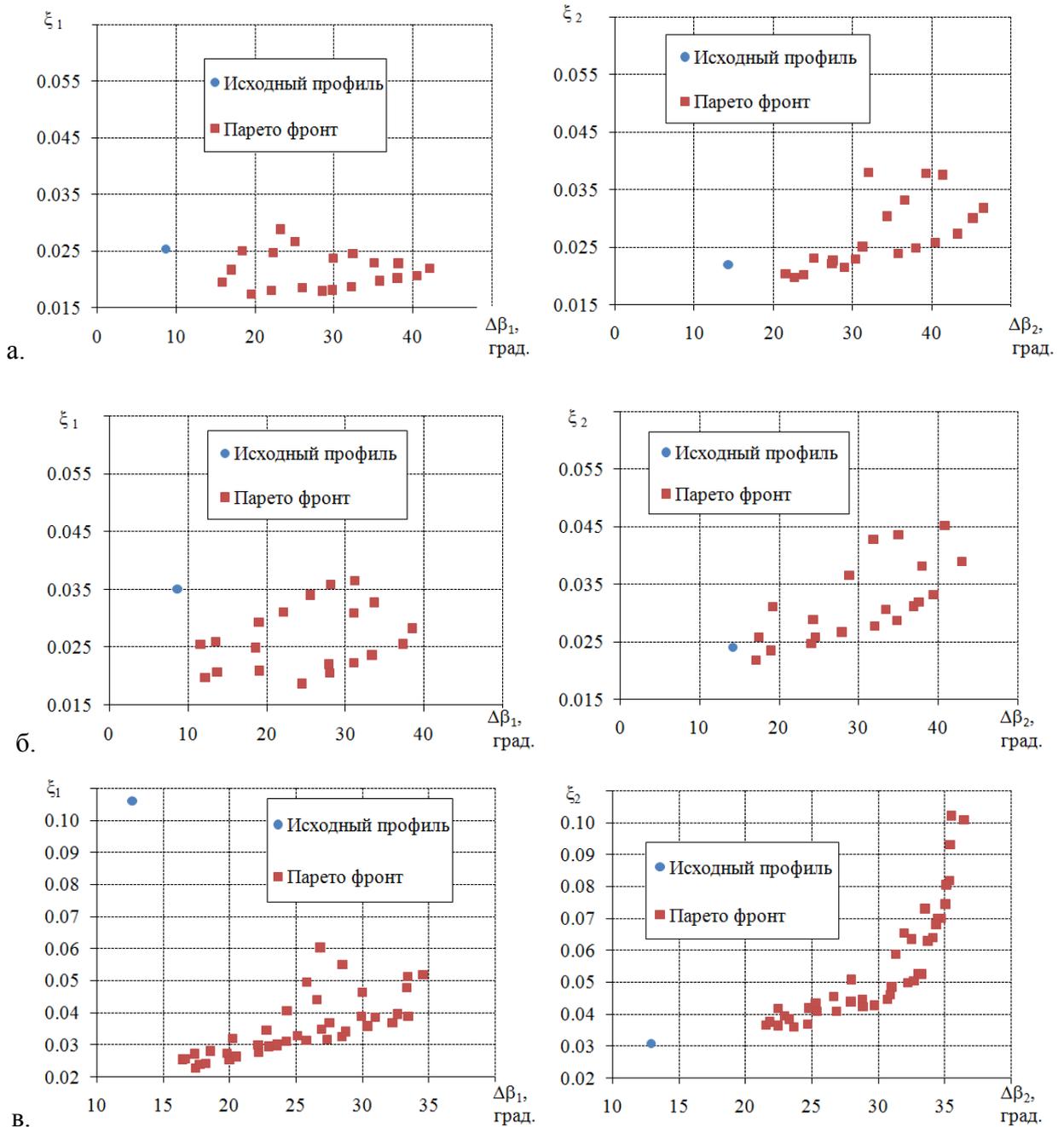


Рисунок 5.1 – Парето фронт задачи оптимизации при  $Z=50$ ,  $C_{отн}=7\%$ ,  $M=0,4$  (а),  $M=0,6$  (б) и  $M=0,8$  (в) на двух режимах работы решетки

Отметим, что для режима  $M=0,8$  получение угла поворота потока на уровне 35 градусов является более чем достаточным, так как для современных

дозвуковых средненагруженных ступеней ( $\psi < 0,4$ ) значение угла поворота на периферии (где достигаются максимальные числа Маха) не превышает 13-18 градусов. Таким образом, использование полученных решений позволит повысить нагрузку таких ступеней почти в два раза.

На примере анализа рисунка 5.1б видно, что полученный Парето фронт разделяется на две явные области – с минимальными и большими потерями при одних и тех же углах поворота. Данный Парето фронт с отмеченными областями (маркерами) показан на рисунке 5.2. Кроме того, на рисунке представлены результаты решения оптимизационных задач с идентичными исходными данными, но проведенными на одном и двух режимах работы (для  $M=0,6$ ). Видно, что принципиально по углу поворота потока выигрыш результатов однорежимной оптимизации не превышает 0,4% (абс) по потерям. Основной причиной этого является тот факт, что улучшение работы на одном режиме для однорежимной постановки проводится в ущерб ширине диапазона устойчивой работы. Тогда как для двухрежимной постановки решетка остается работоспособной в заданном диапазоне углов атаки и даже шире. На представленном рисунке можно отметить влияние двухрежимной постановки задачи на построение Парето фронта. При отображении результатов в координатах «потери на одном режиме по вертикали - угол поворота по горизонтали» часть точек стабильно выстраивается выше по уровню потерь. При этом оптимизатор продолжает считать эти точки оптимальными, что связано с низким уровнем потерь таких профилей на втором режиме работы. Например, на рисунке стрелкой отмечен профиль, который на режиме № 1 лежит в области минимальных потерь, а для режима № 2 характеризуется относительно высокими потерями.

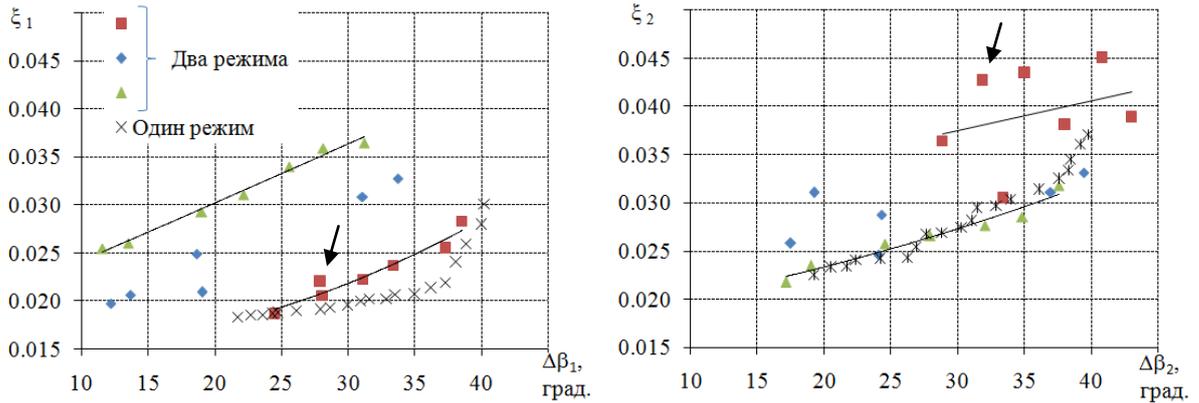


Рисунок 5.2 – Парето фронты задачи оптимизации на одном и двух режимах работы решетки ( $Z=50$ ,  $C_{отн}=7\%$ ,  $M=0,6$ )

## 5.2. Разработка основных принципов профилирования высоконапорных ступеней ОК на основании анализа полученных результатов

Проведена систематизация данных о полученных оптимальных профилях и выработаны общие рекомендации по созданию оптимального профиля без необходимости решения оптимизационной задачи в каждом конкретном случае. Установлены принципиальные особенности геометрической формы семейства оптимизированных профилей и представлены зависимости ключевых параметров профиля, построенных в соответствии с предложенной топологией, от требуемого угла поворота в решетке и параметров набегающего потока.

Подчеркнем, что описанные особенности профилей являются результатом систематизации расчетных данных, то есть речь не идет о желаемых или предписанных распределениях параметров.

### 5.2.1. Анализ оптимальных профилей при $M=0,4-0,6$

На рисунке 5.3а представлен профиль, полученный при числе Маха на входе в решетку – 0,6. Густота решетки составила 1,12. Относительная толщина профиля равняется 10%. Лопаточный угол входа равен  $49^\circ$ , угол изгиба –  $32^\circ$ . Данный профиль характеризуется потерями полного давления 2,96% и 2,93% при угле поворота  $25,63^\circ$  и  $31,45^\circ$  на первом и втором режимах оптимизации соответственно. Профиль имеет ярко выраженный пик скорости на входном участке со стороны спинки, который наблюдается на расстоянии 0,1b. Далее идет

равномерное снижение скорости до  $M=0,35$  при  $0,4b$  и плавное снижение скорости до выходной кромки. По корытцу скорость потока изменяется в пределах  $M=0,2..0,3$ , то есть практически постоянная на всей длине стороны разряжения. Такая картина характерна для так называемых профилей с предписанным распределением скорости (PVD). На рисунке 5.3б показана характеристика профиля в координатах «потери – угол поворота». Видно, что ширина диапазона устойчивой работы рассматриваемого профиля составила порядка  $13^\circ$ .

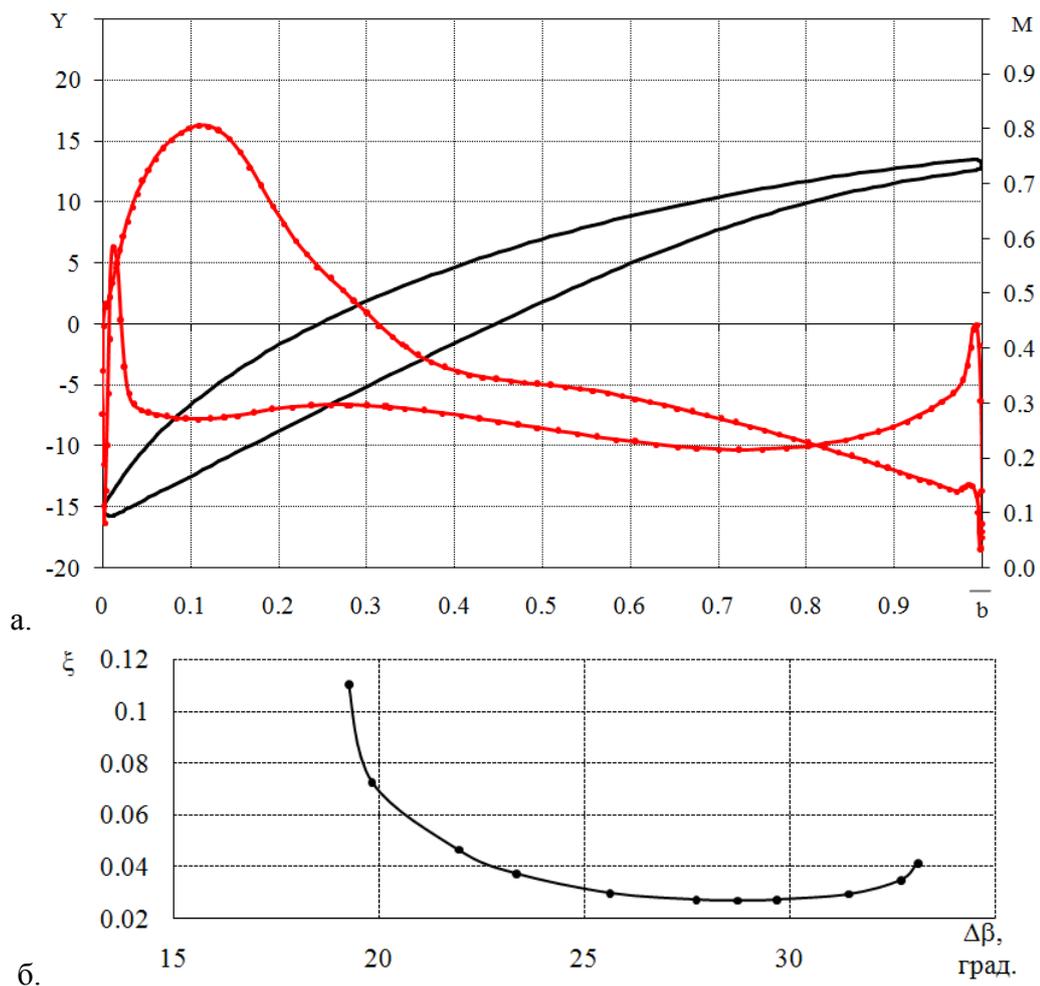


Рисунок 5.3 – Распределение числа Маха вдоль оптимизированного профиля (а) и характеристика решетки при  $M_1=0,6$ ,  $Z=50$ ,  $C_{отн}=10\%$

На рисунке 5.4 и 5.5 представлены зависимости геометрических параметров семейства профилей, полученных в соответствии с разработанной топологией, от требуемого угла поворота оптимального профиля. Для параметра  $Y_{B_0}^{ss}$  имеется ярко выраженная линейная зависимость, что можно объяснить необходимостью

увеличения угла установки по мере возрастания угла поворота. Однако величина этого прироста, или другими словами угол наклона этой линейной зависимости изменяется в зависимости от параметров потока на входе.

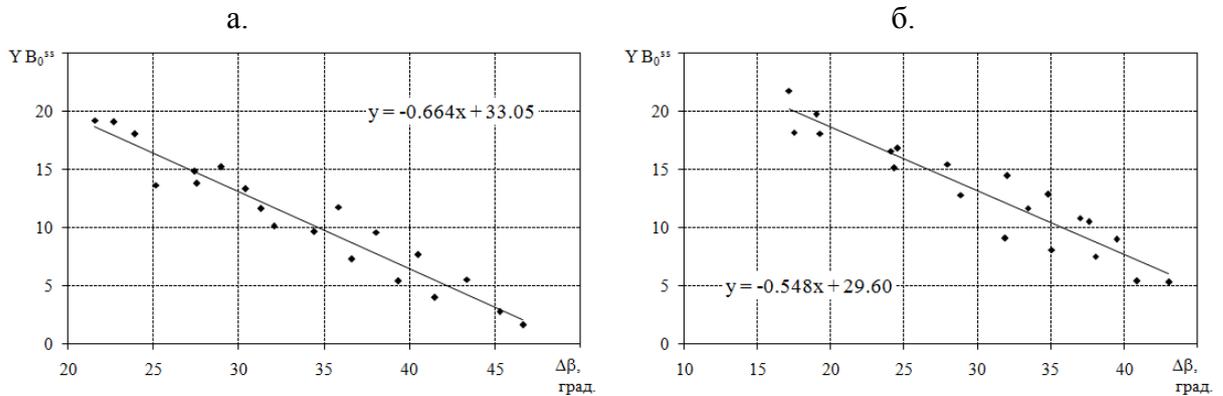


Рисунок 5.4 – Зависимость параметра  $Y_{B_0^{SS}}$  от требуемого угла поворота потока в канале для  $M=0,4$  (а) и  $M=0,6$  (б) при  $Z=50$ ,  $C_{отн}=7\%$

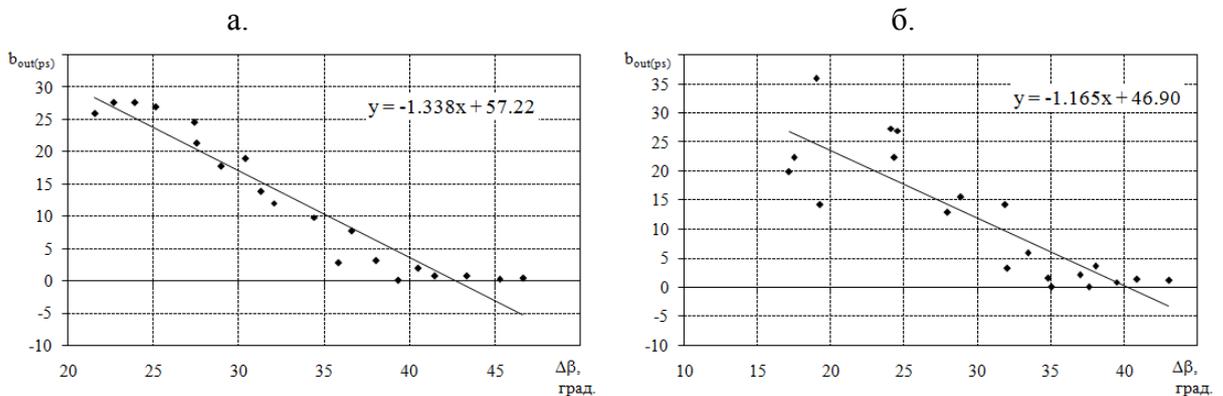


Рисунок 5.5 – Зависимость параметра  $\beta_{out(рз)}$  от требуемого угла поворота потока в канале для  $M=0,4$  (а) и  $M=0,6$  (б) при  $Z=50$ ,  $C_{отн}=7\%$

Так, для Маха на входе 0,6 и относительной толщины профиля 7% в диапазоне густоты решетки от 1 до 2 параметр  $Y_{B_0^{SS}}$  определяется по следующей зависимости:

$$Y_{B_0^{SS}} = (2,862 - 0,176 \cdot \Delta\beta) \cdot A_{b/t} - 0,336 \cdot \Delta\beta + 26,2, \quad (5.1)$$

где  $\Delta\beta$  – требуемый угол поворота потока в венце;  $A_{b/t}$  – параметр, характеризующий оптимальный диапазон густоты решетки. Для поставленных задач оптимизации при количестве лопаток в венце 50, 65 и 80 параметр  $A_{b/t}$  принимается равным 1,2, 1,6 и 2 соответственно.

Аналогичным образом могут быть получены уравнения для других параметров. Аппроксимация проводится по линейным и квадратичным

зависимостям. Для примера на рисунке 5.5 показаны зависимости и уравнения для выходного угла по корытцу профиля  $\beta_{out(ps)}$ .

### 5.2.2. Анализ оптимальных профилей при $M=0,8$

Характеристики профилей с контролируемой диффузорностью существенно сужаются по диапазону устойчивой работы при превышении параметра  $M>0,83$  [112]. В ходе проведенного оптимизационного исследования при значениях числа Маха 0,8 были получены профили отличающиеся от профилей общепринятого типа (с контролируемой диффузорностью).

На рисунке 5.6 представлен профиль, полученный при решении задачи с  $M=0,8$ ,  $Z=50$ ,  $C=7\%$ . Густота решетки составила 1,12. Лопаточный угол входа равняется  $54,8^{\circ}$ , угол изгиба профиля –  $26,6^{\circ}$ . Потери полного давления составили 3,0% и 4,4% при углах поворота потока  $23,6^{\circ}$  и  $28,8^{\circ}$  на первом и втором режимах оптимизации соответственно. Диапазон работы профиля составил  $10^{\circ}$ .

Анализ формы профиля отражает особенности, характерные для всего семейства решений описанной задачи, в частности:

1. S-образная форма, при которой входной участок не соответствует кривизне основного профиля. Другими словами входной участок корытца имеет выпуклый характер до  $0,3b$ , для чего при разработке топологии была предусмотрена дополнительная управляющая точка (кривая Безье четвертого порядка).
2. Такая форма профиля обуславливает «разгон» потока в этой области, что видно на графике распределения скорости (Рисунок 5.6а). На участке от  $0,3b$  до выходной кромки скорость практически постоянная.

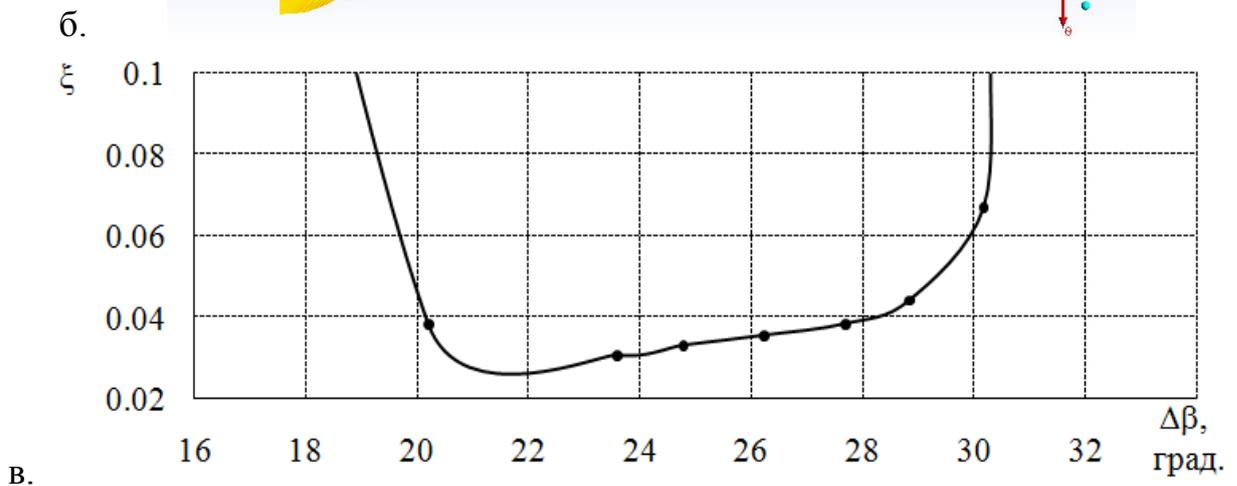
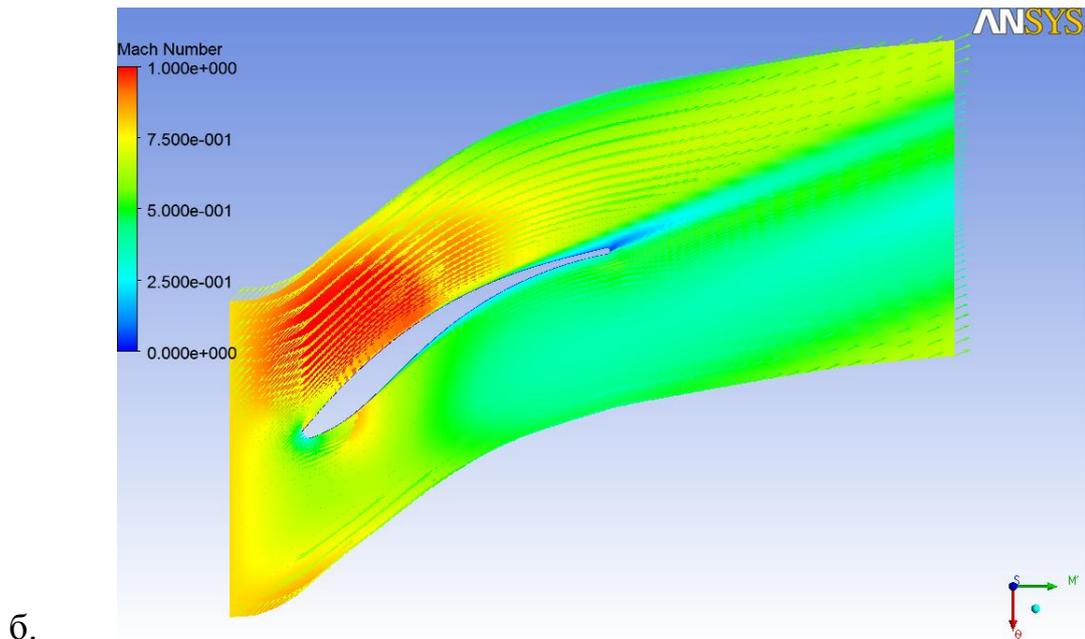
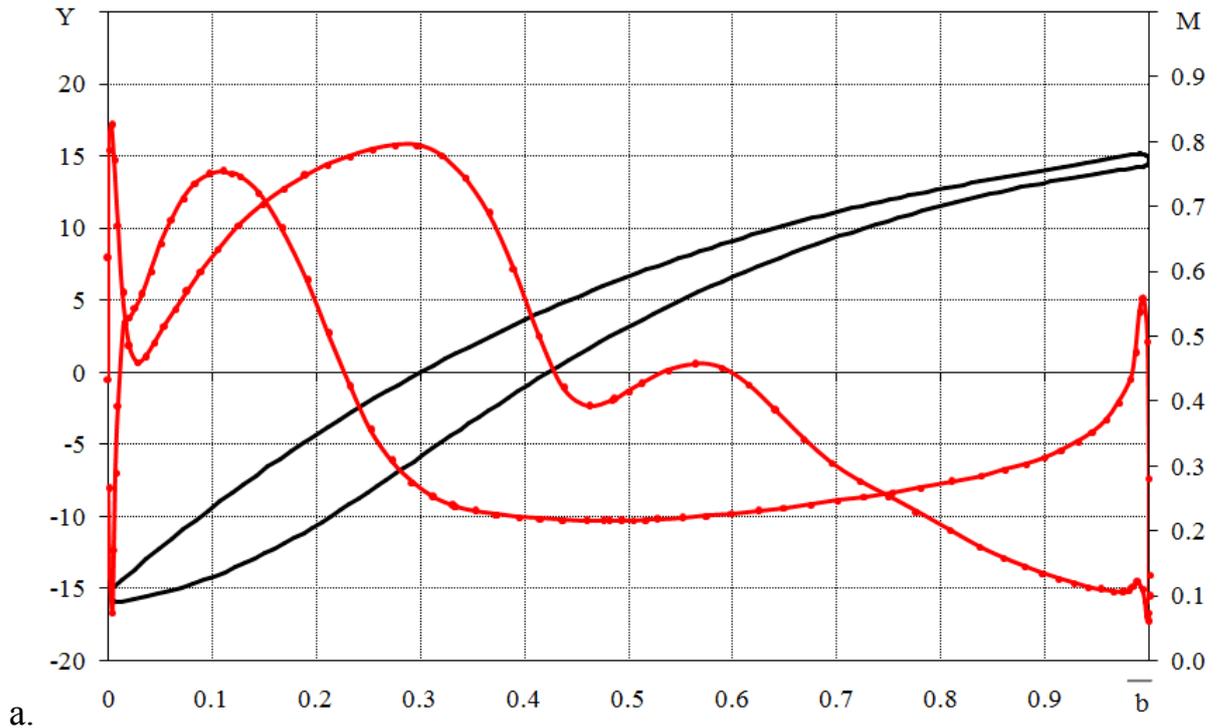


Рисунок 5.6 – Форма профиля (а), распределение числа Маха вдоль оптимизированного профиля (б) и характеристика решетки при  $M_1=0,8$ ,  $Z=50$ ,  $C_{отн}=7\%$

3. Значение входного лопаточного угла со стороны спинки профиля  $\beta_{in(ss)}$  максимально приближено к значению поточного угла, что выражается в умеренном возрастании скорости на входном участке спинки до пика, расположенного на расстоянии  $0,3b$ .

4. На участке спинки от  $0,3b$  до  $0,45b$  наблюдается резкое торможение потока с последующей коррекцией скорости в сторону увеличения с пиком на  $0,55b$ . Далее происходит плавное снижение скорости до выходной кромки. Подчеркнем, что такой волнообразный характер наблюдается для всех профилей данного семейства.

Зависимости геометрических параметров потока от требуемого угла поворота для данного профиля получены аналогично п.5.2.1. В дополнение к представленным на рисунке 5.7 зависимостям  $Y_{B_0^{ss}}$  и  $\beta_{out(ps)}$  на рисунке 5.8 показан характер изменения угла выхода по спинке, угла входа по корытцу и спинке, а также осевых координат управляющих точек на профиле.

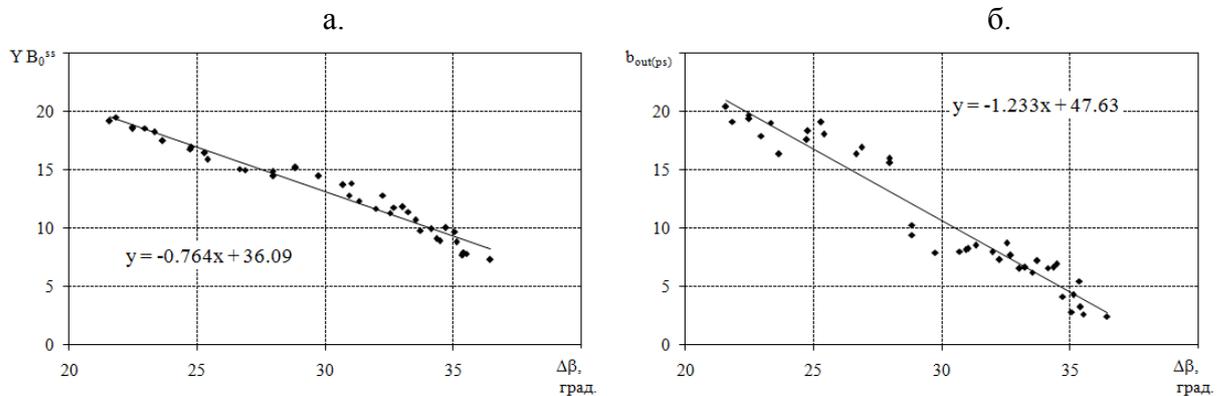


Рисунок 5.7 – Зависимость параметров  $Y_{B_0^{ss}}$  (а) и  $\beta_{out(ps)}$  (б) от требуемого угла поворота потока в канале для  $M=0,8$ ,  $Z=50$ ,  $C_{отн}=7\%$

Используя аналогичные представленным на рисунках 5.4, 5.5 и 5.7 зависимостям, можно вывести уравнение, описывающее характер изменения параметров  $Y_{B_0^{ss}}$  при различных значениях числа Маха ( $0,4-0,8$ ) на входе в решетку, так для плотности в диапазоне от  $1,3-1,6$ :

$$Y_{B_0^{ss}} = (0,11 \cdot \Delta\beta - 13,17) \cdot M - 0,689 \cdot \Delta\beta + 38,12 \quad (5.2)$$

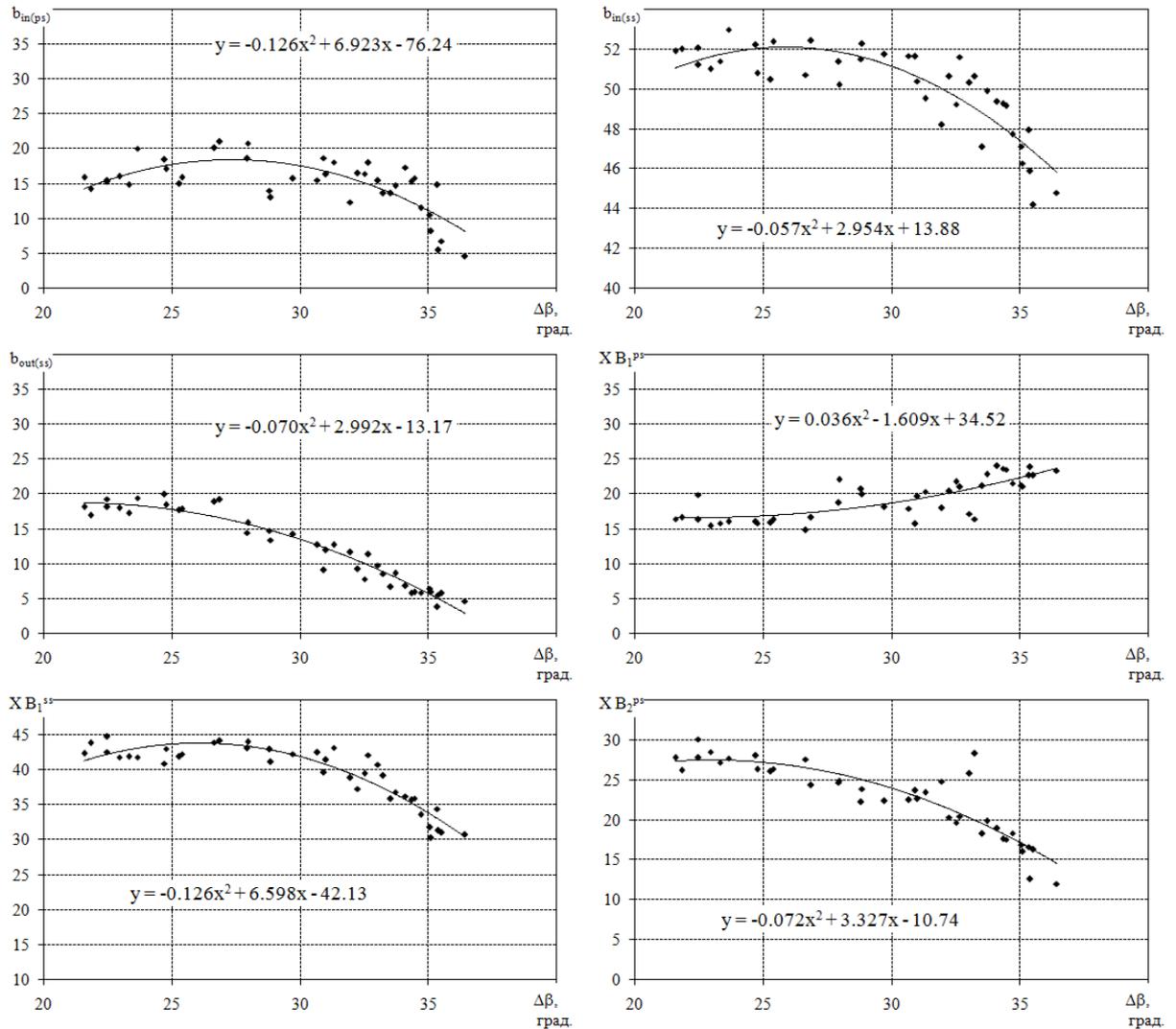


Рисунок 5.8 – Характер изменения геометрических параметров профиля при повышении требуемого угла поворота потока в канале для  $M=0,8$ ,  $Z=50$ ,  $C_{отн}=7\%$

Для обеспечения указанных особенностей течения в канале интересно проследить положение второй управляющей точки ( $B_1^{PS}$ ) по мере возрастания угла установки профиля, и соответственно угла поворота потока. Как было описано в третьей главе, управление данной точкой отвечает за формирование выпуклого участка на входе со стороны корытца. В общем случае эта управляющая точка смещается вниз вправо, однако величина этого смещения, а в особенности лопаточный угол входа по корытцу  $\beta_{in(ps)}$ , нелинейно зависит от угла поворота.

Максимальное ускорение потока достигается на входном участке профиля со стороны спинки, а протяженность этого участка определяется устойчивостью пограничного слоя. Максимальный поворот потока и максимальный изгиб

профиля следует реализовывать на данном входном участке, который контролируется параметрами  $XV_2^{ss}$  и углом  $\beta_{in(ss)}$ .

Из рисунка видно, что параметры  $XV_1^{ss}$  и  $XV_2^{ps}$  имеют тенденцию к снижению по мере увеличения угла поворота потока, то есть смещаются в сторону входной кромки.

Зависимости изменения большинства геометрических параметров от угла поворота потока имеют параболический вид. Аналогичный характер наблюдается при аппроксимации данных на одинаковые углы поворота потока при разных значениях числа Маха, густоты решетки и относительной толщины профиля. Как отмечалось, исследование проводилось для трех значений каждого входного параметра. Поэтому в данном случае присутствует возможность недостоверного выявления зависимостей для этих параметров (например, по трем числам Маха). Хотя полученные результаты свидетельствуют о том, что разработанный подход может быть использован для выявления всех зависимостей и разработки на их основе методики параметрического профилирования за счет уменьшения шага выбора исследуемых параметров при решении задачи оптимизации. В связи с большими вычислительными и временными затратами, а также сложностью аппроксимации результатов в широких пределах параметров, рекомендуется проводить разбиение исследуемой области в соответствии с условиями работы разрабатываемых ступеней ОК. Например, анализ первых или последних ступеней компрессора, дозвуковых при малых и больших значениях числа Маха или транс, сверхзвуковых и так далее.

Пример типовых оптимизированных профилей одного из полученных семейств показан на рисунке 5.9. Значения угла поворота потока и коэффициента потерь полного давления на двух режимах оптимизации для данных профилей представлены в таблице 5.1.

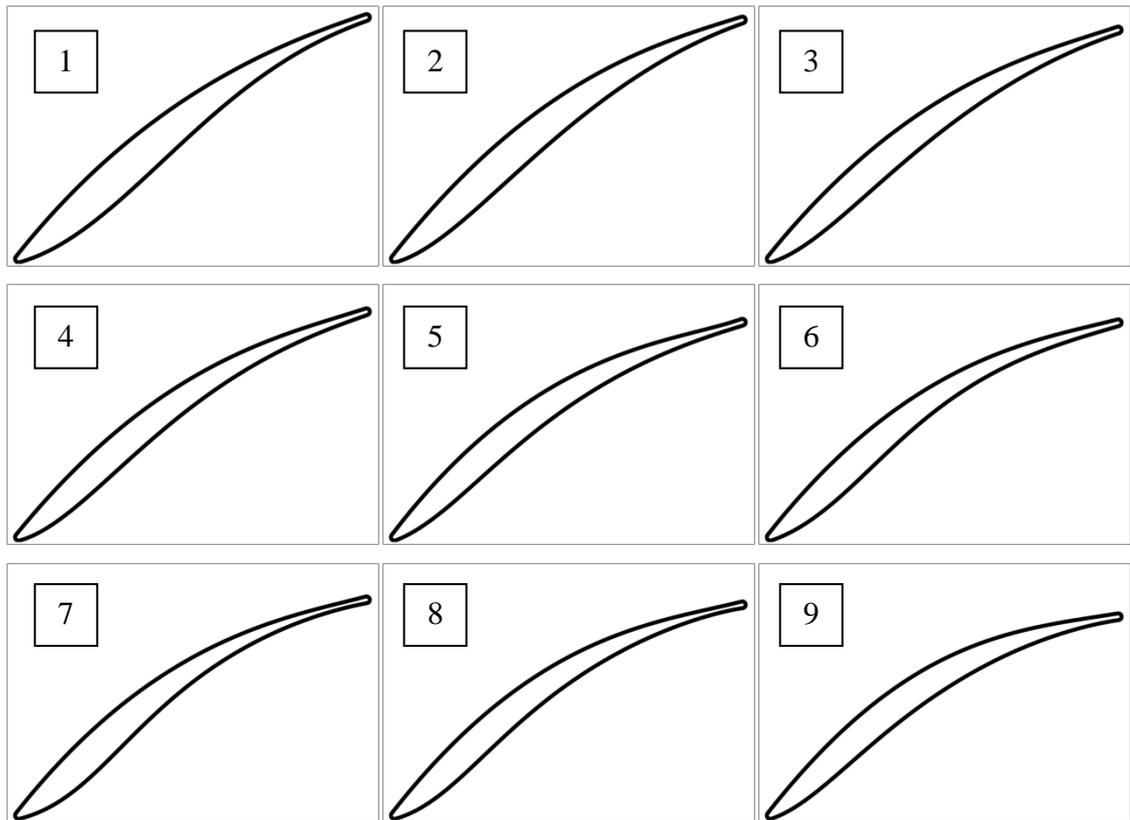


Рисунок 5.9 – Пример типовых оптимизированных профилей семейства при  $M=0,8$ ,  $Z=50$ ,  $C_{отн}=7\%$

Таблица 5.1 – Параметры профилей семейства при  $M=0,8$ ,  $Z=50$ ,  $C_{отн}=7\%$

№ профиля	$\Delta\beta_1$ , град.	$\xi_1$	$\Delta\beta_2$ , град.	$\xi_2$
1	17,46	0,023	22,49	0,042
2	18,23	0,024	23,33	0,038
3	19,99	0,025	24,78	0,042
4	20,51	0,026	25,30	0,043
5	22,16	0,030	26,87	0,041
6	22,97	0,029	27,95	0,044
7	23,58	0,030	28,82	0,044
8	24,30	0,031	29,73	0,043
9	24,32	0,040	30,92	0,046

### 5.2.3 Алгоритм практического применения разработанных принципов параметрического профилирования

Построение лопатки натурального ОК принципиально представляет собой совмещение плоских профилей вдоль радиальной оси. При этом каждый профиль установлен на требуемом расчетном радиусе и может быть смещен в осевом либо окружном направлениях для удовлетворения конструктивных, прочностных

требований, либо учета пространственного характера течения в межлопаточном канале.

Процесс построения лопатки на основании предложенной параметризации включает в себя следующие этапы:

- определение входных параметров решетки (число Маха и угол входа) и задание требуемого угла поворота потока;
- на основании входных параметров выбирается область поиска оптимальных решений из уже существующей базы данных (семейства оптимальных профилей). Например, если речь идет о значении числа Маха на входе 0,6, то в рассмотрение принимаются корреляции для этого значения;
- с использованием базы данных оптимальных профилей выбирается оптимальная густота решетки для обеспечения заданного угла поворота и относительная толщина профиля. Эти параметры могут быть также приняты конструктивно при доработке уже существующего лопаточного аппарата;
- в соответствии с выбранными значениями входных параметров проводится определение геометрических переменных профиля с использованием разработанных зависимостей (уравнений);
- производится построение профиля на основании разработанного модуля профилирования (см. п. 3.2);
- полученный профиль (координаты профиля) масштабируется в соответствии с геометрией реальной проточной части (например, осевой длиной венца). При необходимости производится уточнение требуемого количества лопаток с целью обеспечения заданной густоты;
- при необходимости производится поворот полученного профиля на величину  $\Delta\beta_{\text{п}}$  с целью согласования режима минимальных потерь и рабочего диапазона входных углов. Угол набегания потока также может использоваться в качестве одного из исходных параметров при решении задач оптимизации для построения соответствующих зависимостей;

- построение лопатки совмещением полученных плоских профилей вдоль радиальной оси.

### **5.3. Апробация разработанных принципов параметрического профилирования**

В пункте 2.3 второй главы подтверждено наличие проблем осевого компрессора ГТУ типа ГТК-10-4 с обтеканием лопаточного аппарата четвертой ступени. Данные проблемы вызваны аэродинамической несогласованностью работы входной (1-4 ступени) и выходной (5-10 ступени) группы ступеней. Такой вывод указывает на то, что с точки зрения решения проблемы наиболее простым подходом является доработка четвертой ступени, и в частности ее направляющий аппарат (НА04) может быть использован для согласования работы всего компрессора в широком диапазоне его характеристики.

#### **5.3.1. Постановка и решение задачи профилирования лопатки натурального осевого компрессора**

Во второй главе были поставлены задачи численного исследования течения в плоских компрессорных решетках серии НАСА 65 и А-40, модельной ступени К-50-1, которая выступала прототипом компрессора ГТУ типа ГТК-10-4. Диапазон исследуемых задач оптимизации (диапазон входных параметров) был определен исходя из результатов проведенных расчетов. Кроме того, в одной из первых постановок задач (п. 4.2) в качестве исходного профиля выступал профиль лопатки НА10 данного ОК. В итоге, диапазон исходных параметров задачи оптимизации включает в себя диапазон параметров, в которых работает указанный компрессор, а именно - значения чисел Маха от 0,4 до 0,6, густоты в диапазоне от 1 до 2, относительные толщины профилей до 14%. Это и определило возможность использования полученных результатов и разработанных на их основе принципов профилирования для решения описанной проблемы.

В соответствии с алгоритмом, рассмотренным в предыдущем параграфе, была построена новая лопатка направляющего аппарата четвертой ступени

осевого компрессора ГТК-10-4. С целью обеспечения устойчивой работы компрессора диапазон значений угла входа потока в венец НА04 и значения числа Маха на входе выбирались из расчетных данных в постановке для многоступенчатого ОК. Значения геометрических параметров решетки, таких как осевая длина венца, густота решетки и относительная толщина профиля, выбирались близкими к соответствующим значениям параметров исходного лопаточного аппарата.

Параметры трех сечений полученной лопатки представлены в таблице 5.2. Выбранные профили, наложенные на исходные профили в соответствующих сечениях лопатки, показаны на рисунке 5.10.

Анализ течения при обтекании предложенных профилей показал (Рисунок 5.11), что в широком диапазоне режимов работы не наблюдается отрывных течений в межлопаточных каналах. Это позволяет косвенно судить о решении задачи согласования входной и выходной группы ступеней и увеличении диапазона устойчивой работы ОК в целом.

Таблица 5.2 – Геометрические параметры спрофилированной лопатки

Обозначение	Единицы изменения параметра	Значение параметра		
		Корень	Среднее сечение	Периферия
$X B_1^{ps}$	мм	802,75	805,41	808,03
$X B_2^{ps}$	мм	822,80	823,05	822,97
$Y B_2^{ps}$	мм	4,96	7,85	9,76
$X B_3^{ps}$	мм	842,84	840,70	837,92
$X B_0^{ss}$	мм	862,79	857,95	852,41
$Y B_0^{ss}$	мм	16,01	26,52	34,46
$X B_1^{ss}$	мм	835,45	833,72	831,87
$X B_2^{ss}$	мм	808,10	809,42	811,32
$X B_3^{ss}$	мм	780,76	785,17	790,78
$Y B_3^{ss}$	мм	-20,57	-26,85	-31,66
$\beta_{in(ps)}$	град.	22,97	36,73	44,05
$\beta_{in(ss)}$	град.	53,54	61,48	67,99
$\beta_{out(ps)}$	град.	13,33	25,92	40,75
$\beta_{out(ss)}$	град.	2,37	17,49	33,65

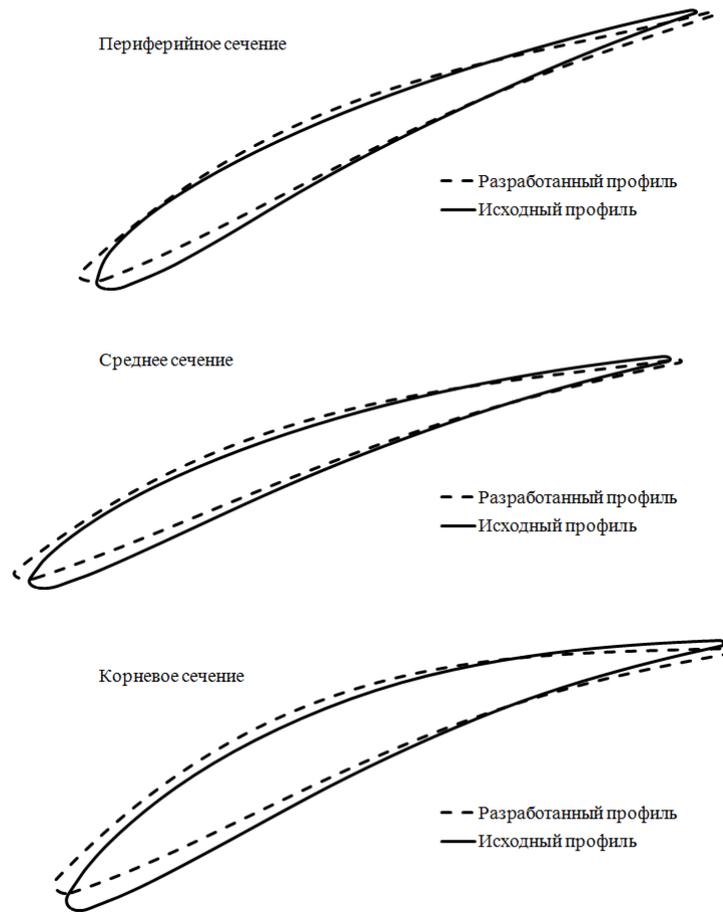


Рисунок 5.10 – Сравнение форм профилей исходной и разработанной лопатки

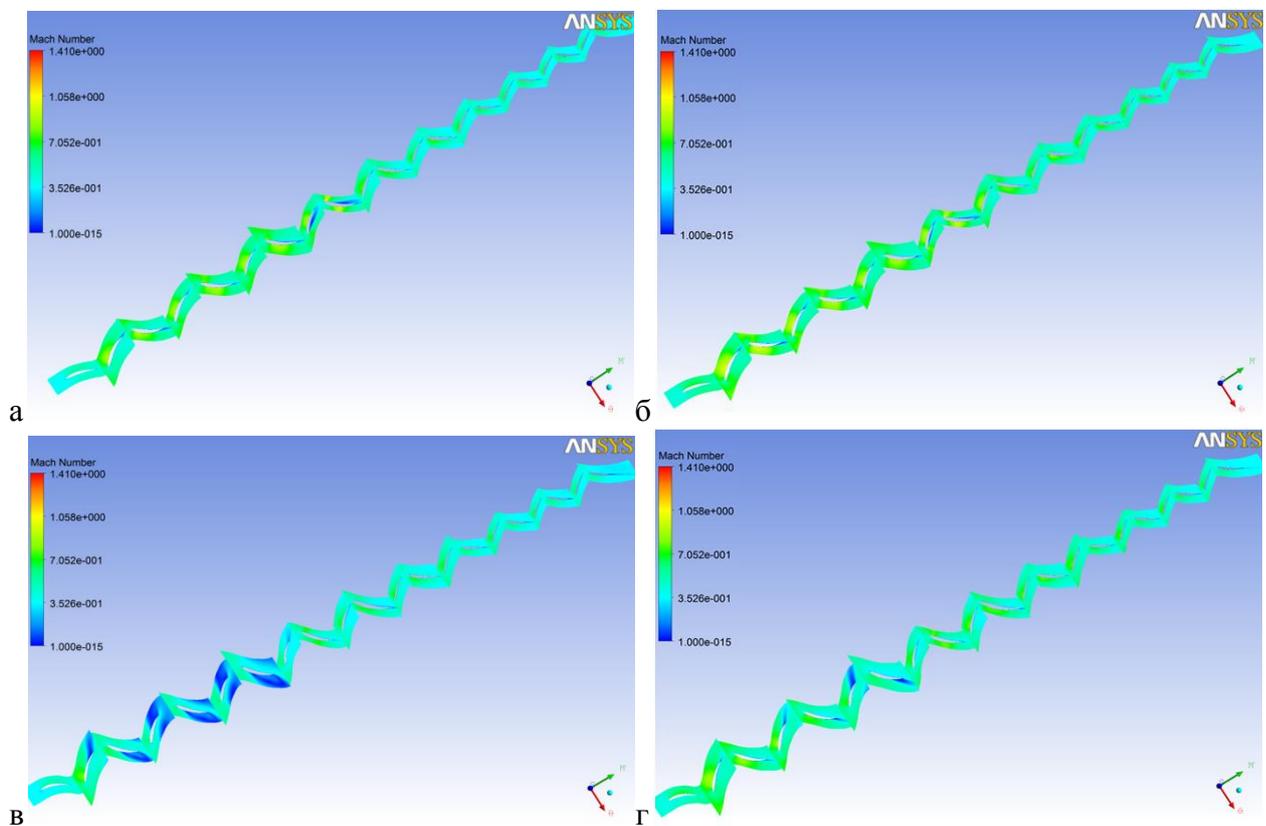


Рисунок 5.11 – Распределение числа Маха на среднем (а, б) и периферийном (в, г) сечениях ОК с исходным (а, в) и предложенным (б, г) вариантом лопаточного аппарата

### **5.3.2. Испытания и результаты обработки экспериментальных данных**

Спрофилированный лопаточный аппарат (НА04) был установлен и испытан на натурной ГТУ типа ГТК-10-4. Испытания проводились на агрегате №37 Пангодинской КС ООО «Газпром трансгаз Югорск». Целью испытаний являлось сравнение параметров работы компрессора с исходным (на котором проводилась верификация, см. п. 2.3) и предложенным лопаточным аппаратом.

В ходе испытаний проводилось измерение полного набора параметров в соответствии со схемой измерений, представленной на рисунке 2.13, позволяющих оценить мощность, характеристики отдельных элементов: компрессора, турбины, регенераторов. В том числе проводились специальные измерения давления и температуры над четвертой ступенью для оценки распределения давления по группам ступеней компрессора, и контроль пульсаций давления над рабочим колесом девятой ступени для оценки газодинамической устойчивости компрессора на номинальных и повышенных частотах вращения.

Испытания проводились в максимально широком диапазоне рабочих режимов компрессора. ГТУ выводилась на минимальный с точки зрения работы в газотранспортной сети режим. Затем проводилось постепенное повышение частоты вращения до достижения максимальной нагрузки. Ограничением нагрузки в случае с исходным лопаточным аппаратом являлось устойчивость работы компрессора, заключение о которой основывались на показаниях датчиков пульсации давления над рабочим колесом девятой ступени. Известно, что вблизи приведенной частоты вращения 1,0 и выше последние ступени могут работать с повышенными углами атаки и соответственно с отрывом потока, что может приводить к пульсациям давления в проточной части.

Результаты обработки экспериментальных данных отражены на рисунках 5.12 и 5.13. Индексом «до» отмечен исходный вариант компрессора, индексом «после» - предложенный вариант.

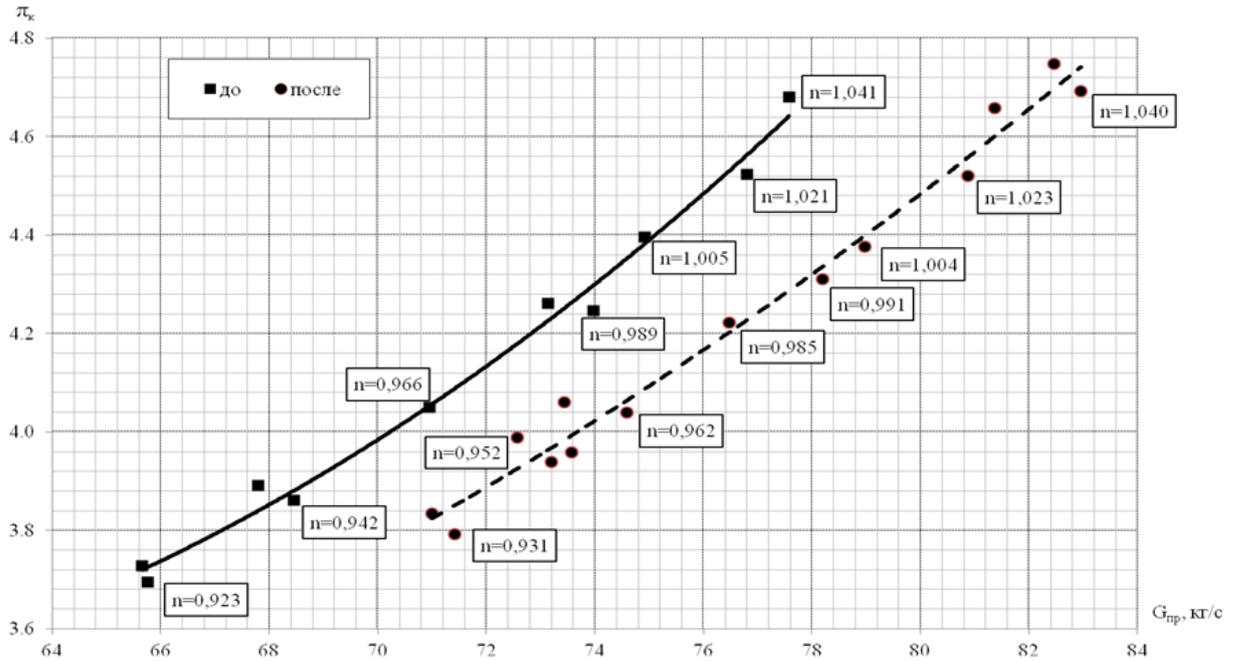


Рисунок 5.12 – Линии рабочих режимов ОК по данным натурных испытаний

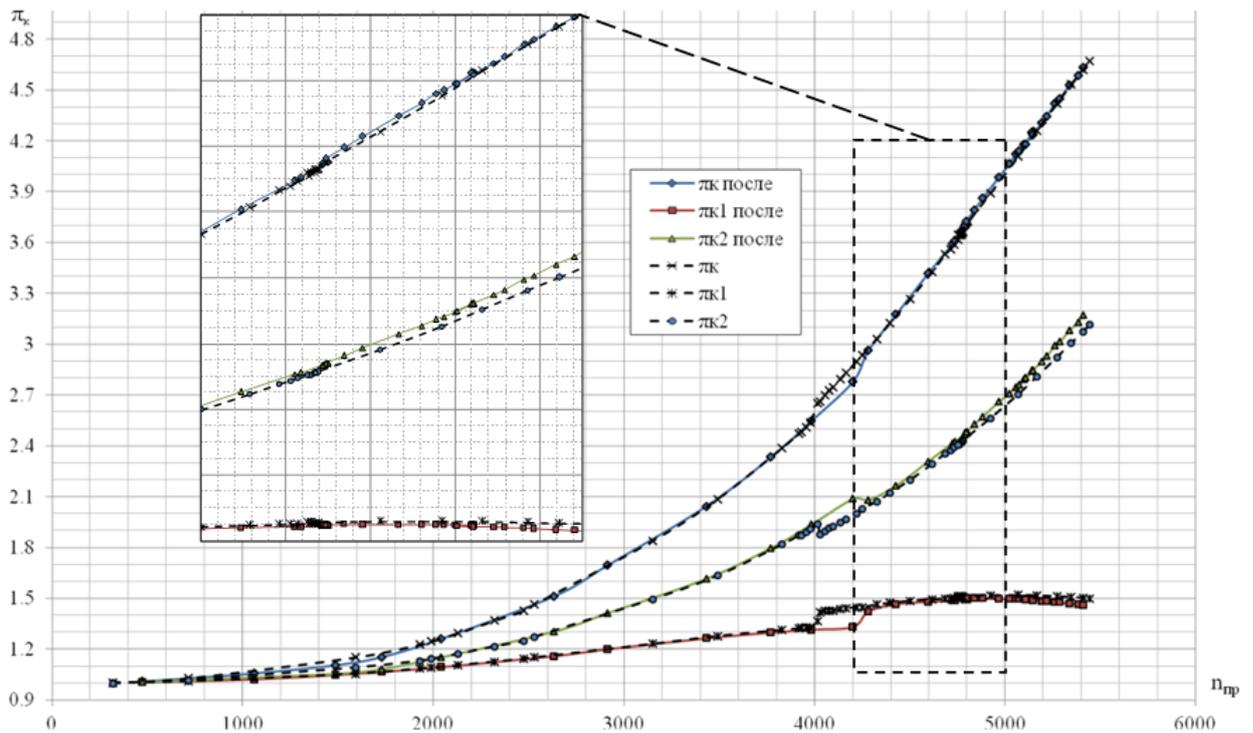


Рисунок 5.13 – Изменение степени сжатия ОК, 1 и 2 отсеков при наборе нагрузки (от приведенной частоты вращения)

На рисунке 5.12 представлена линия рабочих режимов ОК. Для измененного лопаточного аппарата эта линия проходит в области больших расходов при той же частоте вращения ротора компрессора. Это можно объяснить следующим: за счет изменения характеристики направляющего аппарата в сторону меньших потерь и большего расхода произошло перераспределение перепада давлений

между ступенями. Как следствие, увеличился расход циклового воздуха (на отдельных режимах до 5%) при аналогичной степени повышения давления.

На рисунке 5.13 представлено распределение давления между группами ступеней «1-4» и «5-10» компрессора при пуске, наборе нагрузки и выходе на расчетный режим. На рисунке видно «петлю», показывающую момент закрытия противопомпажных клапанов при пуске. Можно сделать вывод о более позднем (с точки зрения частоты вращения) достижении заданного давления за четвертой ступенью, вызывающего закрытие ППК. Такое перераспределение сохраняется и в области рабочих режимов. При этом на частоте вращения, близкой, либо превышающей номинальную объемный расход воздуха на входе в группу ступеней «5-10» возрос, что положительно сказалось на его газодинамической устойчивости.

Таким образом, с применением предложенных принципов профилирования и зависимостей, полученных при решении задач оптимизации, удалось спроектировать направляющую лопатку для натурного ОК и улучшить его работу. Отметим, что предложенное решение имеет частный характер и в первую очередь обусловлено особенностями конструкции данного компрессора.

#### **5.4. Выводы по главе**

1. Решены задачи двухрежимной многокритериальной оптимизации формы профиля в широком диапазоне комбинации входных параметров: числа Маха (0,4-0,8), густоты решетки (1-2,2) и относительной толщины профиля (7-14%).

2. Получены зависимости для геометрических параметров профиля и сформулированы основные принципы профилирования высоконапорных профилей на основании обработанных данных:

– для создания высоконапорных ступеней необходимо в первую очередь контролировать отрыв пограничного слоя на входном участке спинки профиля, где можно достичь максимального ускорения потока. Протяженность этого участка определяется устойчивостью пограничного слоя. В связи с этим максимальный поворот потока и максимальный изгиб профиля следует

реализовывать на входном участке, который управляется параметрами  $X_{B_2}^{ss}$  и углом  $\beta_{in(ss)}$ ;

– максимальный поворот потока на малых числах Маха (до 0,6) достигается на спинке вблизи входной кромки. С увеличением числа Маха (0,6 и более) максимальная изогнутость и, следовательно, пик скорости, смещаются в сторону середины профиля. При одновременном увеличении числа Маха и угла поворота потока управляющая точка  $X_{B_2}^{ss}$  смещается вниз и вправо (в сторону середины профиля);

– представлены зависимости для параметра  $Y_{B_0}^{ss}$  от требуемого угла поворота потока при разных значениях числа Маха и густоты решетки. Угол поворота потока прямо пропорционален углу установки профиля, который определяется данным параметром;

– при значениях числа Маха потока на входе в решетку, равному 0,8, получены профили S-образной формы, отличительной особенностью которых является наличия двух пиков скорости на спинке профиля на расстоянии 0,3b-0,4b (максимальный пик) и 0,55b-0,65b.

3. Предложен алгоритм практического применения принципов профилирования, разработанных на основании решения задач многокритериальной оптимизации. С использованием представленного алгоритма и полученного семейства оптимальных профилей в исследуемом диапазоне параметров выполнено профилирование лопатки направляющего аппарата натурального осевого компрессора с проблемами обтекания лопаточного аппарата рассматриваемой ступени. Исследование течения в осевом компрессоре с предложенным лопаточным аппаратом показало преимущество такого варианта конструкции. Проведены испытания натурального осевого компрессора с измененным лопаточным аппаратом, которые подтвердили положительный результат. Таким образом, данное исследование показывает перспективность разработанного подхода к профилированию.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложена и апробирована топология профиля пера лопатки ОК ГТУ, предназначенная для эффективного решения задачи многокритериальной оптимизации и выявления характерных зависимостей геометрических параметров профиля и аэродинамических характеристик компрессорной решетки. Представлено физическое обоснование разработанного способа параметрического описания профиля лопатки, на основании которого показана целесообразность выбора 11 переменных оптимизации. В работе введено понятие «топология профиля», под которым понимаются принципы параметрического описания геометрической формы профиля, наилучшим образом позволяющие осуществлять его последующую оптимизацию.

2. Разработан автоматизированный алгоритм профилирования лопатки, на основании которого написан программный код на языке программирования VBA для создания файла с геометрией лопатки, пригодного для интеграции в ПК Ansys. Разработан автоматизированный алгоритм аппроксимации профиля произвольной формы согласно предложенной топологии, предназначенный для определения исходных геометрических переменных параметрической модели и последующей интеграции данного профиля в алгоритм профилирования и дальнейшей оптимизации его формы.

3. Разработана и обоснована схема автоматической многокритериальной оптимизации формы профиля лопатки ОК ГТУ, обеспечивающая совместную работу ПК IOSO, Ansys и разработанного модуля профилирования. Обоснован выбор критериев и ограничений оптимизации. Установлено, что наилучшие результаты при наименьшем числе циклов оптимизации для получения семейства оптимальных профилей в широком диапазоне углов поворота потока достигаются при использовании в качестве целевых функций коэффициента потерь полного давления на двух режимах работы решетки и угла поворота потока на режиме с углом атаки в корытце профиля.

4. Получены семейства оптимальных профилей в исследуемом диапазоне параметров. Для этого поставлены и решены задачи

многокритериальной оптимизации формы профиля при различных значениях числа Маха на входе в решетку (0,4-0,8), густоты решетки (1-2,2) и относительной толщины профиля (7-14%). Установлено, что полученные в результате оптимизации профили ОК по своим характеристикам, а также принципу распределения ключевых параметров соответствуют ведущим мировым аналогам, при этом все профили имеют параметрическое описание. Проведен анализ оптимизированных профилей, на основании которого установлены зависимости изменения геометрических параметров оптимального профиля (переменных оптимизации) при изменении угла поворота потока. Сформулированы основные принципы параметрического профилирования высоконапорных профилей ОК ГТУ:

- для создания высоконапорных ступеней ОК необходимо в первую очередь контролировать отрыв пограничного слоя на входном участке спинки профиля, где можно достичь максимального ускорения потока. Протяженность этого участка определяется устойчивостью пограничного слоя. В связи с этим максимальный поворот потока и максимальный изгиб профиля следует реализовывать на входном участке, который определяется геометрическими переменными топологии  $XB_2^{ss}$  и углом  $\beta_{in(ss)}$ ;

- максимальный поворот потока при малых значениях числа Маха (до 0,6) должен достигаться на спинке вблизи входной кромки на расстоянии 10-20% по хорде профиля. С увеличением числа Маха (0,6 и более) максимум скорости смещается в сторону середины профиля на расстояние 30-40% по хорде;

- при значениях числа Маха на входе в решетку, равному 0,8, целесообразно использовать профили S-образной формы, отличительной особенностью которых является наличие двух пиков скорости на спинке профиля (на расстоянии 30-40% и 55-65% по хорде) и пика скорости на корытце профиля (на расстоянии 10% по длине хорды профиля).

5. Проведена апробация разработанных подходов к профилированию и оптимизации профилей лопаток ОК ГТУ при проектировании лопатки

направляющего аппарата четвертой ступени осевого компрессора ГТУ типа ГТК-10-4. Для этого выполнено численное исследование течения в проточной части ОК с перепрофилированным облопачиванием и показано преимущество предложенного варианта. Изготовлен опытный образец направляющего аппарата. Проведены испытания натурального осевого компрессора с измененным лопаточным аппаратом, анализ результатов которых подтверждает положительный эффект, а следовательно – применимость и перспективность разработанного подхода к профилированию. Удалось исключить неустойчивые режимы работы ОК в диапазоне приведенной частоты вращения ротора компрессора 0,92-1,04 с увеличением расхода воздуха через ОК на 3-5%.

Перспективы дальнейшей разработки темы исследования связаны с расширением диапазона исследуемых параметров потока в компрессорной решетке и анализом транс- и сверхзвуковых профилей; с разработкой тандемных решеток профилей; с оптимизацией ступеней осевых компрессоров путем изменения навала лопаток.

### Список публикаций по теме диссертации

Основные результаты диссертации изложены в следующих работах, опубликованных в рецензируемых научных журналах, определенных ВАК:

1. Блинов, В.Л. Аэродинамическое совершенствование направляющей лопатки последней ступени осевого компрессора с целью снижения закрутки потока на выходе / О.В. Комаров, В.А. Седунин, В.Л. Блинов, А.А. Ращепкин // Компрессорная техника и пневматика. – 2013. – № 7. – С. 43-46 (0,35 п.л./0,25 п.л.).

2. Блинов, В.Л. Расчетное исследование влияния аэроупругости на прочностные характеристики рабочей лопатки осевого компрессора приводной ГТУ / О.В. Комаров, В.А. Седунин, В.Л. Блинов, А.А. Ращепкин // Тяжелое машиностроение. – 2013. – № 10. – С. 24-27 (0,35 п.л./0,1 п.л.).

3. Блинов, В.Л. Опыт разработки и реализации мер по аэродинамическому совершенствованию осевого компрессора стационарной ГТУ / О.В. Комаров, В.А. Седунин, В.Л. Блинов, А.В. Скороходов, А.О. Прокопец // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2014. – № 5-6. – С. 101-111 (0,95 п.л./0,25 п.л.).

4. Блинов, В.Л. Выбор параметров расчетной модели при решении задач многокритериальной оптимизации плоских компрессорных решеток / В.Л. Блинов, Ю.М. Бродов, В.А. Седунин, О.В. Комаров // Компрессорная техника и пневматика. – 2015. – № 1. – С. 36-42 (0,65 п.л./0,45 п.л.).

Работы по теме диссертации, опубликованные в других изданиях:

5. Блинов, В.Л. Расчетное исследование и анализ работы осевого компрессора установки ГТК10-4 в программном комплексе ANSYS CFX / О.В. Комаров, В.А. Седунин, В.Л. Блинов // Материалы всероссийской научной конференции молодых ученых в 7-и частях. 29 ноября – 2 декабря 2012 г. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2012. – Ч. 4. – С. 7-10 (0,3 п.л./0,15 п.л.).

6. Блинов, В.Л. Повышение газодинамической устойчивости и экономичности осевого компрессора ГТУ типа ГТК-10-4 средствами вычислительной газовой

динамики / О.В. Комаров, В.А. Седунин, В.Л. Блинов, А.О. Прокопец // *Материалы XXXXII Всероссийского симпозиума, 18-20 декабря 2012 г., Миасс.* – М.: РАН, 2012. – Т. 4. Механика и процессы управления. – С. 100-108 (0,6 п.л./0,3 п.л.).

7. Блинов, В.Л. Результаты испытаний осевого компрессора с измененным лопаточным аппаратом. LX научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок // О.В. Комаров, В.А. Седунин, В.Л. Блинов, А.В. Скороходов // *Научно-технические проблемы проектирования и эксплуатации наземных объектов с газотурбинными и парогазовыми установками: тезисы докладов, г. Казань, 24-26 сентября 2013 г., ОАО «ВТИ». Казань, 2013.* – С. 78-80 (0,15 п.л./0,05 п.л.).

8. Блинов, В.Л. Оптимизация направляющего аппарата осевого компрессора / В.Л. Блинов // LX научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок «Научно-технические проблемы проектирования и эксплуатации наземных объектов с газотурбинными и парогазовыми установками»: тезисы докладов, г. Казань, 24-26 сентября 2013 г., ОАО «ВТИ». Казань, 2013. – С. 200-208 (0,35 п.л./0,35 п.л.).

9. Blinov, V.L. The application of modern Computational Fluid Dynamics techniques for increasing the efficiency and stability of an axial compressor in an industrial gas turbine / V.A. Sedunin, O.V. Komarov, V.L. Blinov, A.V. Skorokhodov, A.O. Procopets // *Energy Production and Management in the 21st Century - 2 Volume Set. The Quest for Sustainable Energy. Edited By: C. A. Brebbia, E. R. Magaril, M. Y. Khodorovsky. WIT Transactions on Ecology and the Environment. – Series Volume 190, 2014.* – P. 707-719 (0,9 п.л./0,25 п.л.).

10. Blinov, V.L. Application of optimisation techniques for new high-turning axial compressor profile topology design / O. V. Komarov, V.A. Sedunin, V.L. Blinov // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, June 16-20, 2014, Dusseldorf, Germany, GT2014-25379.* – P. 1-9 (0,9 п.л./0,4 п.л.).

11. Блинов, В.Л. Разработка подхода к оптимизации лопаточного аппарата осевого компрессора / В.Л. Блинов, В.А. Седунин, О.В. Комаров // LXI научно-

техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок «Научные и практические проблемы использования достижений авиационного двигателестроения в наземных ГТУ»: тезисы докладов, г. Пермь, 8-11 сентября 2014 г. ОАО «ВТИ», 2014. – С. 141-146 (0,35 п.л./0,3 п.л.).

12. Блинов, В.Л. Моделирование продувок плоских компрессорных решеток профилей при низких числах Маха / Ю.М. Бродов, О.В. Комаров, В.А. Седунин, В.Л. Блинов, С.А. Серков // Материалы IX международного симпозиума, посвященного 90-летию со дня рождения академика В.П. Макеева. – М.: РАН, 2014. Т. 1. Фундаментальные и прикладные проблемы науки. – С. 86-92 (0,35 п.л./0,25 п.л.).

## СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

### Условные обозначения:

$G$  – расход рабочего тела;

$\pi$  – степень повышения давления в компрессоре;

$\eta$  – коэффициент полезного действия;

$\varphi$  – коэффициент расхода;

$\psi$  – коэффициент напора;

$h$  – работа ступени;

$r, R$  – радиус;

$b$  – хорда профиля;

$f$  – максимальная стрела прогиба;

$c_{\max}$  – максимальная толщина профиля;

$c_{\min}$  – минимальная толщина профиля;

$c_{\text{отн}}$  – относительная максимальная толщина профиля;

$\varepsilon$  – угол изгиба профиля;

$t$  – шаг решетки;

$\gamma$  – угол установки профиля;

$a$  – горло решетки;

$\beta$  – угол в системе координат относительно профиля;

$\Delta\beta$  – угол поворота потока;

$i$  – угол атаки;

$\delta$  – угол отставания потока;

$w$  – относительная скорость;

$c$  – абсолютная скорость;

$u$  – окружная скорость;

$P$  – давление;

$T$  – температура;

$\zeta$  – коэффициент потерь полного давления;

$\rho$  – плотность потока;

$F_{Dr}$  – фактор диффузорности Либляйна;

$Re$  – число Рейнольдса;

$M$  – число Маха;

$y^+$  – безразмерное расстояние от стенки;

$B$  – управляющая точка кривой Безье;

$J$  – базис Безье;

$Z$  – число лопаток в венце;

### **Сокращения:**

ГТУ – газотурбинная установка;

ГПА – газоперекачивающий агрегат;

ОК – осевой компрессор;

РК – рабочее колесо;

НА – направляющий аппарат;

ПК – программный комплекс;

ППК – противопомпажный клапан;

PVD – prescribed velocity distribution (профиль с предписанным распределением скоростей);

CDA – controlled diffusion airfoil (профиль с контролируемой диффузорностью);

DCA – double circle airfoil (двухдуговой или двояковыпуклый профиль);

MCA – multi circle airfoil (многодуговой профиль);

CFD – computational fluid dynamics (вычислительная газовая динамика).

### **Индексы:**

$n$  – значение параметра для периферийного сечения;

$\gamma$  – геометрический параметр;

ад – адиабатический;

пол – политропный;

1 – значение параметра на входе в решетку профилей;

2 – значение параметра на выходе из решетки профилей;

к – значение параметра для компрессора в целом;

ст – значение параметра для ступени;

рк – рабочего колеса;

на – направляющего аппарата;

а – проекция скорости на осевое направление;

и – проекция скорости на окружное направление;

ps – значение параметра для корытца профиля;

ss – значение параметра для спинки профиля;

\* – по полным параметрам.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Абдуллин, А.Я. Верификация программного комплекса ANSYS CFX на задачах обтекания жидкостью удобтекаемых тел / А.Я. Абдуллин, Н.С. Сенюшкин, К.В. Порошкин // Молодой ученый. – 2011. - №7. Т.1. – С. 49-53.
2. Арбеков, А.Н. Определение характеристик малоразмерного центробежного компрессора / А.Н. Арбеков, Б.Б. Новицкий // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2012. – №10(10). – С. 12.
3. Арбеков, А.Н. Экспериментальное исследование характеристик ступени малоразмерного центробежного компрессора / А.Н. Арбеков, Б.Б. Новицкий // Наука и образование (МГТУ им. Н.Э. Баумана). – 2012. – №8. – Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/432308.html>
4. Ахмедзянов, Д.А. Методика расчета и моделирование осевых компрессоров авиационных ГТД / Д.А. Ахмедзянов, А.Б. Козловская // Вестник УГАТУ. Т. 13. – №1 (34). – С. 9-19.
5. Бекнев, В.С. Исследование компрессорных решеток с управляемой формой средней линии профиля / В.С. Бекнев, С.Е. Василенко, М.Ю. Сороколетов, Р.З. Тумашев // Теплоэнергетика. – 1997. – №4. . – С. 38-42.
6. Белов, И.А. Моделирование турбулентных течений: учебное пособие / И.А. Белов, С.А. Исаев. – СПб.: Балт. Гос. Техн. Ун-т., 2001. – 108 с.
7. Бойко, А.В. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин: Монография / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.
8. Бойко, А.В. Методы параметрической оптимизации навала направляющих турбинных лопаток / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлак // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2010. – № 2. – С. 13- 21.
9. Болотова, Н.В. Формирование подхода к математическому описанию лопаток компрессорных венцов / Н.В. Болотова, С.В. Мелашич // Сборник научных трудов Sworld по материалам международной научно-практической конференции. – 2011. – Т. 7. – С. 78-80.

10. Бунимович А.И. Аэродинамические характеристики плоских компрессорных решеток при большой дозвуковой скорости / А.И. Бунимович, А.А. Святогоров // Лопаточные машины и струйные аппараты. Сб. статей. – М.: Машиностроение, 1967. – Вып. 2. – С. 5-35.
11. Бунимович А.И. Сборник аэродинамических характеристик плоских компрессорных решеток / А.И. Бунимович, Г.С. Орлова. – М.: ЦИАМ, 1956. – 83 с.
12. Бунимович, А.И. Обобщение результатов исследования плоских компрессорных решеток при большой дозвуковой скорости / А.И. Бунимович, А.А. Святогоров // Лопаточные машины и струйные аппараты. Сб. статей. – М.: Машиностроение, 1967. – Вып. 2. – С. 36-66.
13. Бутримов, Д.Л. Верификация современных численных методов расчета трехмерного течения в осевых компрессорах / Д.Л. Бутримов, К.С. Федечкин // Авиадвигатели XXI века: материалы конференции. – М.: ЦИАМ, 2010. – С.136-138.
14. Бутримов, Д.Л. Локальная оптимизация формы пера лопатки рабочего колеса осевого компрессора / Д.Л. Бутримов, К.С. Федечкин // Сборник тезисов и докладов. Всероссийская научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов «Новые решения и технологии в газотурбостроении». Москва. 5-8 октября, 2010. – С. 80-81.
15. Виноградов, Л.В. О профилировании лопаток турбин / Л.В. Виноградов // Материалы международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров». – 2011. – С. 73-79.
16. Воробьева, Н.Г. Оценка влияния конструктивных и аэродинамических факторов на границу устойчивости работы компрессора ТРДД: ЦИАМ Труды №846 / Н.Г. Воробьева, Л.И. Семерняк. – ЦИАМ, 1979.
17. Галеркин, Ю.Б. Анализ эффективности пространственных лопаточных решеток осевых компрессоров по данным продувок плоских решеток / Ю.Б. Галеркин, Ю.А. Попов // Компрессорная техника и пневматика. – 2005. – №3.

18. Галеркин, Ю.Б. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Часть 1 / Ю.Б. Галеркин, Ю.А. Попов // Компрессорная техника и пневматика. – 2009. – №5.
19. Галеркин, Ю.Б. Расчетный анализ характеристик осевых компрессорных ступеней / Ю.Б. Галеркин, Ю.А. Попов // Компрессорная техника и пневматика. – 2005. – №5.
20. Галеркин, Ю.Б. Турбокомпрессоры: учеб. пособие / Ю.Б. Галеркин, Л.И. Козаченко. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 374 с.
21. Гарбарук, А.В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур. – СПб: Изд-во Политех. ун-та, 2012. – 88 с.
22. Гельмедов, Ф.Ш. Методология проектирования осевого компрессора / Ф.Ш. Гельмедов, В.И. Милешин и др. // Теплоэнергетика. – 2002. – №9.
23. Герасименко, В.П. Аэродинамическая оптимизация рабочего колеса компрессора ГТД / В.П. Герасименко, М.Ю. Шелковский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 10 (77). – С. 46-48.
24. Герасименко, В.П. Оптимизация геометрических параметров лопаток турбомашин решением прямой аэродинамической задачи / В.П. Герасименко, Е.В. Осипов, М.Ю. Шелковский // Научные труды. Николаев: Изд. МДГУ. – 2006. – Том 53. Выпуск 40. – С. 133-140.
25. Гостелов, Дж. Аэродинамика решеток турбомашин: пер. с англ. Н.М. Савина, А.П. Кадетова. Под ред. В.Т. Митрохина / Дж. Гостелов. – М.: Мир, 1987. – 391 с.
26. Гофлин, А.П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок / А.П. Гофлин. – М.: МАШГИЗ, 1959. – 303 с.
27. Грушин, М.А. Аппроксимация лопаток компрессора с помощью кривых Безье / М.А. Грушин // Электронный журнал. – 2010, Июль. – №7. – С. 1-11.  
Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/>

28. Дейч, М.Е. Газодинамика решеток турбомашин / М.Е. Дейч. – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 528 с.
29. Диксон, С.Л. Механика жидкостей и газов. Термодинамика турбомашин: Пер. с англ. Р.Е. Данилова, М.И. Осипова / С.Л. Диксон. – М: Машиностроение, 1981. – 213 с.
30. Довжик, С.А. Потери давления в лопаточных венцах осевого дозвукового компрессора / С.А. Довжик, А.С. Гиневский // Промышленная аэродинамика. – М.: Оборонгиз, 1961. – Вып. 20.
31. Донг. Трехмерные течения и снижения потерь в осевых компрессорах / Донг, Галимор, Ходсон // Энергетические машины. – 1988. – №3.
32. Емин, О.Н. Выбор параметров и газодинамический расчет осевых компрессоров и турбин авиационных ГТД: учебное пособие / О.Н. Емин, В.Н. Карасев, Ю.А. Ржавин. – М.: Изд-во МАИ, 2003. – 146 с.
33. Епифанов, В.М. Элементы теории гидродинамических решеток. Учебное пособие по курсу «Гидрогазодинамика лопаточных машин». Часть II. / В.М. Епифанов, А.Б. Шабаров – М.: Ротапринт МВТУ, 1976. – 80 с.
34. Ершов, С.В. Аэродинамическая оптимизация пространственной формы лопаток паровых и газовых турбин / С.В. Ершов, В.А. Яковлев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 7 (54). – С. 66-70.
35. Ершов, С.В. Многорежимная аэродинамическая оптимизация пространственной формы лопаточных аппаратов турбин / С.В. Ершов, В.А. Яковлев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 9 (76). – С. 29-33.
36. Ершов, С.В. Развитие комплекса программ расчета трехмерных течений вязкого сжимаемого газа в лопаточных аппаратах турбомашин / С.В. Ершов, В.А. Яковлев, А.И. Деревянко, М.Н. Гризун, Д.А. Козырцев // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2011. – № 5. – С. 25-32.
37. Иноземцев, А.А. Газотурбинные двигатели / А.А. Иноземцев, В.Л. Сандрацкий. – Пермь: Изд-во ОАО «Авиадвигатель», 2006 – 1204 с.

38. Казанджан, П.К. Теория авиационных двигателей. Теория лопаточных машин / П.К. Казанджан, Н.Д. Тихонов, А.К. Янко. – М.: Машиностроение, 1983. – 217 с.
39. Кампсти, Н. Аэродинамика компрессоров: пер. с англ / Н. Кампсти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
40. Карман Т. Аэродинамика / Т. Карман. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. – 208 с.
41. Ковалевский, М.М. Стационарные ГТУ открытого цикла / М.М. Ковалевский. – М.: Машиностроение, 1979. – 262 с.
42. Комаров, А.П. Аэродинамические характеристики 133 компрессорных решеток, составленных из профилей одного семейства (при малых скоростях набегающего потока) / А.П. Комаров. – М.: ЦИАМ, 1955. – 79 с.
43. Комаров, А.П. Исследование плоских компрессорных решеток / А.П. Комаров // Лопаточные машины и струйные аппараты. Сб. статей. – М.: Машиностроение, 1967. – Вып. 2. – С. 67-110.
44. Корнелиус, К. Моделирование течения в 15-ступенчатом осевом компрессоре авиационного ГТД / К. Корнелиус, А. Брауне // Ansys Solution. Русская редакция. – 2005. – Осень. – С. 15-17.
45. Крюков, И.И. Обследование технического состояния, дефектация по величине механических повреждений и виброконтроль собственных частот колебаний рабочих лопаток осевого компрессора ГТК-10-4 / И.И. Крюков, П.А. Андреев, А.В. Мошников, С.А. Иванов // Газотурбинные технологии. – 2013. – апрель-май. – С. 26-34.
46. Кулагин, В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2003. – 616 с.
47. Лапин, Ю.В. Внутренние течения газовых смесей / Ю.В. Лапин, М.Х. Стрелец. – М.: Наука, 1989. – 356с.
48. Ларин, Р.М. Методы оптимизации. Примеры и задачи: учеб. пособие / Р.М. Ларин, А.В. Плясунов, А.В. Пяткин. – Новосибирск: Новосиб. Ун-т., 2003. – 115 с.

49. Ласенко, К.М. Использование вариации кривизны для оптимизации профилей рабочих лопаток / К.М. Ласенко, Ш.М. Левин, А.Р. Шустер // Труды ЦКТИ. – 1993. – Вып. 274. – С. 86-92.
50. Лемешко, Б.Ю. Методы оптимизации: конспект лекций / Б.Ю. Лемешко – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2009. – 126 с.
51. Локай, В.И. Основы теории компрессоров двигателей летательных аппаратов. Многоступенчатые осевые компрессора / Локай В.И., Ржавин Ю.А. – Казань: КАИ, 1986.
52. Мазур, А.П. Оптимизация формы лопаток околзвуковых каскадов компрессоров газотурбинных двигателей / А.П. Мазур, П.И. Куничник, К.С. Кулик, В.В. Роздобудько, В.Н. Зюзьков // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – 2/8 (50). – С. 61-64.
53. Мелашич, С.В. Анализ возможности варьирования профилей компрессорных решеток с использованием базовых сплайнов и гладких выпуклых функций / С.В. Мелашич // Сборник научных трудов Sworld по материалам международной научно-практической конференции. – 2011. – Т. 7.
54. Мелашич, С.В. Проектирование направляющего аппарата последней ступени осевого компрессора на основе решения обратной и прямой задачи газодинамики / С.В. Мелашич, Ю.Г. Калинкина, В.И. Письменный // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – №7 (64). – С. 56-60.
55. Нечаев, Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. ч. I / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. – М.: Машиностроение, 1977. – 312 с.
56. Ногин, В.Д. Принятие решений в многокритериальной среде: количественный подход / Ногин. В.Д. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002. – 176 с.
57. Пирумов, У.Г. Обратная задача теории сопла / У.Г. Пирумов. – М.: Машиностроение, 1988. – 240 с.
58. Прокопец, А.О. Повышение эффективности работы приводных стационарных газотурбинных установок в условиях эксплуатации ООО «Газпром трансгаз Югорск»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.04.12 / Прокопец Алексей Олегович. – Екатеринбург, 2012.

59. Разработка, исследование и доводка ГТУ, компрессоров, нагнетателей и их элементов: сб. науч. тр. / НПО по исследованию и проектированию энерг. оборудования им. И.И. Ползунова // Труды ЦКТИ. – 1990. – Вып. 270.
60. Рассохин, В.А. Расчет трехмерного течения в ступенях малорасходных турбин / А.А. Епифанов, А.И. Кирилов, В.А. Рассохин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2012. – №142. – С. 65-70.
61. Рассохин, В.А. Расчет характеристик лопаточных решеток малорасходных турбин / А.И. Кириллов, В.А. Рассохин, А.А. Епифанов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2012. – №1(142).
62. Рассохин, В.А. Устойчивость потока в рабочем колесе при различных условиях на входе в ступень / А.В. Захаров, Г.Г. Шпензер, В.А. Рассохин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2013. – №3(178). – С. 28-31.
63. Рахматулин, Х.А. Газовая динамика / Х.А. Рахматулин, А.Я. Сагомоян, А.И. Бунимович, И.Н. Зверев. – М.: Высшая школа, 1965. – 723 с.
64. Ревзин, Б.С. Осевые компрессоры газотурбинных газоперекачивающих агрегатов: учебное пособие / Б.С. Ревзин. – 2-е изд., стер. – Екатеринбург: Изд-во УГТУ-УПИ, 2000. – 90 с.
65. Роджерс Д. Математические основы машинной графики / Д. Роджерс, Дж. Адамс. – М.: Мир, 2001. – 604 с.
66. Руководящие указания по аэродинамическому расчету проточной части осевых компрессоров. Часть III. Атлас исходных профилей. – Ленинград: ЦКТИ, 1957.
67. Самойлович, Г.С. Гидрогазодинамика / Г.С. Самойлович. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.
68. Седунин, В.А. Исследование и разработка методов повышения эффективности работы первой ступени осевого компрессора ГТУ с регулируемым входным направляющим аппаратом: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.04.12 / Седунин Вячеслав Алексеевич. – Екатеринбург, 2011.

69. Сироткин, Я.А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин / Я.А. Сироткин. – М.: Машиностроение, 1972. – 448 с.
70. Слободкина, Ф.А. Оптимизация формы лопатки газовой турбины методами математического моделирования / Ф.А. Слободкина, В.В. Малинин, А.В. Малинин // Двигатель. – 2011. – № 5 (77). – С. 28-30.
71. Слободкина, Ф.А. Повышение эффективности работы лопаточной машины путем оптимизации формы лопатки / Ф.А. Слободкина, В.В. Малинин, А.В. Малинин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 6 (83). – С. 68-72.
72. Субботович, В.П. Результаты профилирования с помощью обратной задачи теории решеток турбомашин / Субботович В.П., Юдин А.Ю., Фан Конг Там // Вестник национального технического университета «ХПИ». – 2007. – №2. – С. 31-35.
73. Темис, Ю.М. Оптимальное проектирование формы лопатки компрессора / Ю.М. Темис, Д.А. Якушев // Проблемы прочности и пластичности. – 2011. – вып. 73.– С. 141-149.
74. Темис, Ю.М. Оптимизация конструкции деталей и узлов ГТД / Ю.М. Темис, Д.А. Якушев // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2011. – №3(27). – С. 183-188.
75. Терещенко, Ю.М. Моделирование течения в компрессорной решетке при больших дозвуковых скоростях / Ю.М. Терещенко, И.А. Ластивка, Е.В. Дорошенко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – 2/7 (56). – С. 57-60.
76. Терещенко, Ю.М. Расширение диапазона бесрывного течения в компрессорах газотурбинных двигателей / Ю.М. Терещенко, И.А. Ластивка, Л.Г. Волянская, И.Ф. Кинащук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2000. – 4/7 (46). – С. 12-15.
77. Френк, А.И. Влияние сжимаемости на величину потерь полного давления и отклонения потока в плоской компрессорной решетке / А.И. Френк // Сборник «Обмен техническим опытом ЦИАМ» выпуск второй. – 1973. – №576.

78. Хоббс. Применение метода управляемой диффузорности при разработке профилей лопаток для осевых многоступенчатых компрессоров / Хоббс, Вайнголд // Энергетические машины и установки. – 1984. – № 2. – С. 1-11.
79. Холщевников, К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / Холщевников К.В. – М.: Машиностроение, 1970. – 610 с.
80. Чжен, П. Отрывные течения. Т.1 / П. Чжен. – М.: Мир, 1972. – 300 с.
81. Шаблей, Л.С. Оптимизация многоступенчатых турбомашин / Л.С. Шаблей, Г.М. Попов, О.В. Батурин, В.Н. Матвеев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, т.15. – 2013. – №6(4). – С. 1009-1012.
82. Шаблей, Л.С. Параметрическое моделирование лопаточных машин при оптимизации / Л.С. Шаблей, Д.А. Колмакова, А.В. Кривцов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, т.15. – 2013. – №6(4). – С. 1013-1018.
83. Шаблей, Л.С. Электронная модель проточной части турбинного привода для ее прямой оптимизации / Л.С. Шаблей // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – №3 (19). – С. 11-16.
84. Шелковский, М.Ю. Верификация программного комплекса Ansys CFX для численного анализа трехмерного вязкого течения в компрессоре / М.Ю. Шелковский // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – 3/10 (57). – С. 60-65.
85. Шерстюк, А.Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учеб. пособие для вузов / А.Н. Шерстюк. – М.: Высшая школа, 1972. – 344 с.
86. Щеляев, А.Е. Задачи оптимизации технических изделий и процессов / А.Е. Щеляев, М.К. Митрофанова // Рациональное управление предприятием. – 2009. – № 4. – С. 78-80.
87. ANSYS CFX Analysis Improves Performance and Reduces Cost of 15-stage Compressor // ANSYS Solutions. – 2006. – Vol.7, Issue 2. – pp. 29-31.
88. Astrua, P. Multi-objective constrained aero-mechanical optimization of an axial compressor transonic blade / P. Astrua, S. Piola, A. Silingardi, F. Bonzai // Proceedings

of ASME Turbo Expo 2012, Copenhagen, Denmark. – June 11-15 2012. – GT2012-68993.

89. Attia, M.S. Upgrade of a 16-Stage Industrial Compressor, Part II: Extension of the Analysis Method to the Design Function and Results / M.S. Attia // Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, Barcelona, Spain. – 2006. – GT2006-91199.

90. Behlke, R.F. The development of a second generation of controlled diffusion airfoils for multistage compressors / R.F. Behlke // Journal of Turbomachinery. – July 1986. – Vol. 108. – pp. 32-40.

91. Bode, C. Performance and boundary layer development of a high turning compressor cascade at sub- and supercritical flow conditions / Bode, C., Kozulovic, D., Stark, U., Hoheisel, H. // Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, Copenhagen, Denmark. – June 11-15. – 2012. – GT2012-68382.

92. Dennis, B.H. Multi-objective optimization of turbomachinery cascades for minimum loss, maximum loading, and maximum gap-to-chord ration / B.H. Dennis, I.N. Egorov, Z.-X. Han, G.S. Dulikravich, C. Poloni // 8<sup>th</sup> AIAA/NASA/USAF/ISSMO symposium on multidisciplinary analysis and optimization, Long Beach, California. – 6-8 September 2000.

93. Egorov, I.N. Optimization algorithms as tools for the solution of inverse problems / I.N. Egorov, G.V. Kretinin, I.A. Leshchenko // WCCM V, Fifth congress on computational mechanics, Vienna, Austria. – July 7-12, 2002. – pp. 1-8.

94. Egorov, I.N. Robust design optimization strategy of IOSO technology / I.N. Egorov, G.V. Kretinin, I.A. Leshchenko // WCCM V, Fifth congress on computational mechanics, Vienna, Austria. – July 7-12, 2002. – pp. 1-8.

95. Emery, J.C. Systematic two-dimensional cascade test of NACA 65-series compressor blades at low speeds: NACA Report 1368 / J.C. Emery, L.J. Herrig, J.R. Erwin, A.R. Felix. – NACA, 1958.

96. Ernesto Benini. Advances in Aerodynamic Design of Gas Turbines Compressors, Gas Turbines, Gurrappa Injeti (Ed.), ISBN: 978-953-307-146-6, InTech. – 2010. Available from: <http://www.intechopen.com/books/gas-turbines/advances-in-aerodynamic-design-of-gas-turbines-compressors>.

97. Fisher, S. Three-dimensional flow through a compressor cascade with circulation control / S. Fisher, L. Muller, H. Saathoff, D. Kozulovic // Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, Copenhagen, Denmark. – June 11-15, 2012. – GT2012-68593.
98. Hobbs, D.E. Development of Controlled Diffusion Airfoils for Multistage Compressor Application / Hobbs, D. E., and Weingold, H. D. // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 1984. – Vol. 106. – pp. 271-278.
99. Howell, A.R. Новый метод набора ступеней для расчета характеристик осевого компрессора. Пер с англ. 1979 г. / A.R. Howell, W.J. Calvert // Journal of Engineering for Power. – 1978. – vol. 100, #4. – pp. 698-703.
100. Koller, U. Development of advanced compressor airfoils for heavy-duty gas turbines – Part I: Design and optimization / U. Koller, R. Monig, B. Kusters, H.A. Schreiber // Journal of Turbomachinery. Transactions of the ASME. – July 2000. – Vol. 122. – pp. 397-405.
101. Kusters, B. Development of advanced compressor airfoils for heavy-duty gas turbines – Part II: Experimental and theoretical analysis / B. Kusters, H.A. Schreiber, U. Koller, R. Monig // Journal of Turbomachinery. Transactions of the ASME. – July 2000. – Vol. 122. – pp. 406-415.
102. Laroisiliere, L.M. Aerodynamic Design Study of Advanced Multistage Axial Compressor: NASA Technical paper TP-2002-211568 / Laroisiliere L.M. et al. – NASA, 2002.
103. Leonard, O. Design Method for Subsonic and Transonic Cascade With Prescribed Mach Number Distribution / Leonard, O., and Van Den Braembussche, R. // Journal of Turbomachinery. – 1992. – 114(3). – p. 553.
104. Lieblein, S. Loss and stall analysis of compressor cascades / Lieblein S. // Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. – Series D, 81, 1959.
105. Method of designing cascade blades with prescribed velocity distributions in compressible potential flows: NACA Report 978 / Costello G.R. – NACA, 1949. – 11p.
106. Moor, R.D. Design and Overall Performance of Four Highly Loaded, High-Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure-Ratio Core Compressor: NASA Technical

- paper 1337 / Moor R.D., Lonnie R. – NASA Lewis research centre, Cleaveland, Ohio, 1978. – 119 p.
107. Pini, M. Robust adjointbased shape optimization of supersonic turbomachinery cascades / Pini M., Persico G., Dossena V. // Proceedings of ASME Turbo Expo, Dusseldorf, Germany. – June 16-20, 2014. – GT2014-27064.
108. Shahpar, S. Parametric design and rapid meshing system for turbomachinery optimization / Shahpar, S., and Lapworth, L. // ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, Georgia, USA. – 2003. – GT2003-38698.
109. Sieverding, F. Design of Industrial Axial Compressor Blade Sections for Optimal Range and Performance / F. Sieverding, M. Casey, B. Ribl, M. Meyer // Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, GA. – 2003. – GT2003-38036.
110. Smith, L.H. Axial compressor aerodesign evolution at General Electric / Smith L.H. // ASME Journal of Turbomachinery. – 2002. – vol. 124.
111. Sobieczky H. Parametric Airfoils and Wings / H. Sobieczky // Notes on Numerical Fluid Mechanics. – 1998. – Vol. 68. – P. 71 – 88.
112. Song, B. Experimental and Numerical Investigations of Optimized High-Turning Supercritical Compressor Blades: Doctoral thesis. – Virginia Polytechnic Institute and State University, 2003. – pp.155.
113. Summary of airfoil data: NACA Report 824 / I.H. Abbott, A.E. von Doenhoff, L.S. Stivers. – NACA, 1958.
114. Swann, W.C. A practical method of predicting transonic compressor performance / W.C. Swann // Transactions of the ASME. – Series A, 83, 1961.
115. Wellborn, S.R. Redesign of a 12-Stage Axial-Flow Compressor Using Multistage CFD / Wellborn, Steven R., and Delaney, Robert A. // Proceedings of ASME Turbo Expo 2001, New Orleans, LA. – 2001. – GT2001-0351.
116. Wilcox, D.C. Turbulence modeling for CFD / D.C. Wilcox. – 1998. – 537 p.
117. Zienkiewicz, O.C. The finite element method. Fifth edition. Volume 3: Fluid dynamics / O.C. Zienkiewicz, R.L. Taylor. – 2000. – 334 p.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Макрос на языке программирования VBA для создания файла с геометрией лопатки:

```
Sub Curve()
```

```
MyFile = "C:\Computations\2 Optimization\Profile.curve" 'путь к созданному файлу с геометрией лопатки
```

```
Open MyFile For Output As #1
```

```
Print #1, "#Profile"
```

```
Range("B4:D252").Select 'выделить диапазон ячеек с координатами профиля на заданном радиусе
```

```
For lngRow = 1 To Selection.Rows.Count
```

```
For intCol = 1 To Selection.Columns.Count
```

```
Write #1, Selection.Cells(lngRow, intCol).Value;
```

```
Next intCol
```

```
Print #1, ""
```

```
Next lngRow
```

```
Print #1, "#Profile"
```

```
Range("B254:D502").Select 'выделить диапазон ячеек с координатами профиля на заданном радиусе
```

```
For lngRow = 1 To Selection.Rows.Count
```

```
For intCol = 1 To Selection.Columns.Count
```

```
Write #1, Selection.Cells(lngRow, intCol).Value;
```

```
Next intCol
```

```
Print #1, ""
```

```
Next lngRow
```

```
Close #1
```

```
Range("A1").Select
```

```
End Sub
```