

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ  
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА  
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

*О.В. БАТУРИН, В.Н. МАТВЕЕВ, Г.М. ПОПОВ*

## **ПРОЕКТИРОВАНИЕ СВОБОДНОЙ ТУРБИНЫ В СОСТАВЕ МНОГОКАСКАДНОЙ ТУРБИНЫ ГТД**

*Электронное методическое пособие*

САМАРА  
Издательство СГАУ  
2013

УДК СГАУ: 621.438.001.2(075)+004.9(0.75)

Составители:

*Батурин Олег Витальевич*  
*Матвеев Валерий Николаевич*  
*Попов Григорий Михайлович*

**Проектирование свободной турбины в составе многокаскадной турбины**  
ГТД [Электронный ресурс] : электрон. метод. пособие / Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т. С.П.Королёва (нац. исслед. ун-т); сост. О.В. Батурин, В.Н. Матвеев, Г.М. Попов – Электрон. текстовые и граф. дан. (1,2Мб). – Самара, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD ROM). –Систем. требования: *ПК Pentium; Windows 98* или выше

В методическом пособии представлены современные подходы к проектированию свободных турбин газотурбинных энергоустановок. Подробно описаны этапы проектирования, их взаимосвязь между собой и смежными этапами, такими как расчет на прочность, проектирование системы охлаждения и др. Представлена подробная методика газодинамического расчета ступени осевой свободной турбины. Представленная методика является универсальной и может использоваться для проектирования любых неохлаждаемых осевых турбин.

Методическое пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальности: 160301 *Авиационные двигатели и энергетические установки*, изучающих курсы «Теория, расчет и проектирование АД и ЭУ», «Теория и расчет лопаточных машин».

© Самарский государственный аэрокосмический университет, 2013

# ОГЛАВЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	5
ВВЕДЕНИЕ	8
1. СОВРЕМЕННАЯ МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ОСЕВЫХ ТУРБИН	10
1.1. Традиционный подход к проектированию осевых турбин ГТД	10
1.2. Развитие методов проектирования турбомашин	14
1.3. Основные этапы проектирования осевых турбин современных ГТД	19
2. МЕТОДИКА ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТУПЕНИ СВОБОДНОЙ ТУРБИНЫ	28
2.1. Выбор исходных данных для газодинамического про- ектирования	29
2.1.1. Перечень необходимых исходных данных для проектного расчета ступени неохлаждаемой осевой турбины	33
2.1.2. Параметры рабочего тела на входе в турбину	36
2.1.3. Выбор работы ступени в многоступенчатых турбинах	38
2.1.4. Выбор коэффициента расхода и коэффициента нагрузки	41
2.1.5. Выбор степени реактивности $\rho_{ст}$	42
2.1.6. Число Цвайфеля	43
2.2. Методика проектного расчета ступени турбины на среднем диаметре	45
2.2.1. Формирование плана скоростей	45
2.2.2. Расчет параметров потока в характерных сечениях ступени турбины	49
2.2.3. Выбор материала рабочих лопаток и величины $(D_{ср}/h)_2$	55
2.2.4. Вычисление диаметральных размеров проточной части ступени турбины	61
2.2.5. Расчет параметров потока на входе в СА	66
2.2.6. Выбор числа лопаток соплового аппарата и рабочего колеса	68
2.2.7. Уточнение коэффициента скорости в сопловом	70

аппарате	
2.2.8. Уточнение коэффициента скорости в РК	73
2.2.9. Расчет КПД ступени	78
2.3. Методика расчета осевой турбины по высоте проточной части	81
2.3.1. Расчет параметров потока на входе в РК осевой турбины с постоянным углом потока в абсолютном движении ( $\alpha = \text{const}$ ) по высоте лопатки	82
2.3.2. Расчет параметров потока на выходе из РК осевой турбины по высоте лопатки	87
2.3.3. Профилирование лопаток турбомашин	90
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	92

## ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$c$	— скорость потока в абсолютном движении, м/с;
$D$	— диаметр, м;
$F$	— площадь проходного сечения, м <sup>2</sup> ;
$G$	— массовый расход газа, кг/с;
$i$	— энтальпия, Дж/кг;
$k$	— показатель изоэнтропы;
$L$	— удельная работа, Дж/кг;
$M$	— число Маха (отношение скорости потока к местной скорости звука), крутящий момент, Н · м;
$N$	— мощность, кВт;
$n$	— частота вращения, мин <sup>-1</sup> ;
$p$	— давление, Па;
$P$	— сила, Н;
$r$	— радиус, м;
$R$	— универсальная газовая постоянная, Дж/(кг·К);
$T$	— температура, К;
$u$	— окружная скорость рабочего колеса, м/с;
$w$	— скорость потока в относительном движении, м/с;
$z$	— число лопаток;
$\alpha$	— угол потока или лопатки в абсолютном движении, град;
$\beta$	— угол потока или лопатки в относительном движении, град;
$\xi$	— коэффициент потерь;
$\rho$	— плотность, кг/м <sup>3</sup> ;
$\sigma$	— коэффициент восстановления полного давления;
$\eta$	— коэффициент полезного действия;
$\pi_m^*$	— степень понижения давления в турбине;
$\omega$	— угловая скорость, рад/с.

## Индексы

*	—	Параметры торможения (полные параметры);
<i>a</i>	—	осевое направление (по оси турбо-машины);
<i>g</i>	—	газ, сечение на входе в турбину;
<i>δ</i>	—	дисковый;
<i>κ</i>	—	концевой, периферийный;
<i>кр.</i>	—	кромочный, критический;
<i>л</i>	—	лопаточный;
<i>PK</i>	—	относящийся к рабочему колесу;
<i>CA</i>	—	относящийся к сопловому аппарату;
<i>ст</i>	—	ступень;
<i>ср</i>	—	средний;
<i>т</i>	—	турбина, сечение на выходе из турбины;
<i>тр</i>	—	трение;
<i>ут</i>	—	связанный с утечками;
<i>n</i>	—	политропический;
<i>c</i>	—	в абсолютной системе координат;
<i>r</i>	—	радиальный, связанный с потерями;
<i>s</i>	—	изоэнтропический;
<i>и</i>	—	параметр в окружном направлении;
<i>w</i>	—	в относительной системе координат;
<i>0</i>	—	сечение на входе в сопловой аппарат;
<i>1</i>	—	сечение на входе в рабочее колесо;
<i>2</i>	—	сечение на выходе из рабочего колеса.

## Условные сокращения

<i>ВД</i>	—	высокое давление;
<i>ГДФ</i>	—	газодинамические функции;
<i>ГТД</i>	—	газотурбинный двигатель;
<i>ГТУ</i>	—	газотурбинная установка;
<i>ДВС</i>	—	двигатель внутреннего сгорания;
<i>КПД</i>	—	коэффициент полезного действия;
<i>ЛВ</i>	—	лопаточный венец;
<i>ЛМ</i>	—	лопаточная машина;

<i>НД</i>	— низкое давление;
<i>ОТ</i>	— осевая турбина;
<i>ПЧ</i>	— проточная часть;
<i>РЗ</i>	— радиальный зазор;
<i>РК</i>	— рабочее колесо;
<i>СА</i>	— сопловой аппарат;
<i>СД</i>	— среднее давление;
<i>СК</i>	— система координат;
<i>СО</i>	— система охлаждения;
<i>СТ</i>	— свободная турбина;
<i>ТВД</i>	— турбина высокого давления;
<i>ТНД</i>	— турбина низкого давления;
<i>ТСД</i>	— турбина среднего давления;
<i>ТРДД</i>	— турбореактивный двухконтурный двигатель.
<i>CFD</i>	— принятое в мире сокращение термина «вычислительная газовая динамика»

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте.

## ВВЕДЕНИЕ

При создании перспективных ГТД и ГТУ неизбежно возникает задача повышения газодинамической эффективности турбин, поскольку она непосредственным образом влияет на топливную экономичность двигателя, и в конечном итоге определяет его конкурентоспособность. Например, для ТРДД с умеренными параметрами цикла недобор 1% КПД ТВД ведет к увеличению удельного расхода топлива примерно на 0,7%. При этом даже незначительное повышение энергетической эффективности турбины может привести к существенному сбережению энергоресурсов [1].

Основной целью проектирования турбин, в том числе и свободных, является поиск таких ее геометрических и кинематических параметров, при которых достигается заданная в техническом задании мощность, при минимальных габаритных размерах, массе, стоимости, а также обеспечиваются высокая эффективность работы и надежность в течение заданного ресурса.

Очевидно, что спроектированная турбина, и каждый ее элемент, должен быть достаточно прочным, чтобы отработать требуемый ресурс без повреждений, критичных для работоспособности изделия и при этом иметь малый вес. Детали турбины должны быть легкими в изготовлении, их число должно быть минимальным, что в свою очередь определяет время изготовления и себестоимость изделия. Технологические отклонения должны мало влиять на эф-



фективность турбины. Она должна обеспечивать благоприятное протекание характеристик, что позволит обеспечить высокие характеристики установки в целом.

Для выполнения всех предъявляемых к турбине требований, процесс ее проектирования должен быть тесно связан со всеми остальными этапами проектирования как турбины, так и изделия в целом. В результате создание турбины превращается в чрезвычайно сложную инженерную задачу, поскольку на достижение конечного результата влияние огромное число переменных. Это продолжительный процесс, включающий в себя огромное количество расчетных и экспериментальных исследований.

Многочисленные и противоречивые требования прочности, технологичности, снижения стоимости и другие накладывают ограничения на параметры турбины, и это делает процесс проектирования итеративным и не прекращающимся в течение всего времени жизни изделия от первых эскизных расчетов до сдачи изделия в эксплуатацию. Задача проектировщика на каждой итерации сводится к отысканию такой формы лопаток и тракта, которые обладают наилучшей аэродинамикой при существующих ограничениях.

# 1. СОВРЕМЕННАЯ МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ОСЕВЫХ ТУРБИН

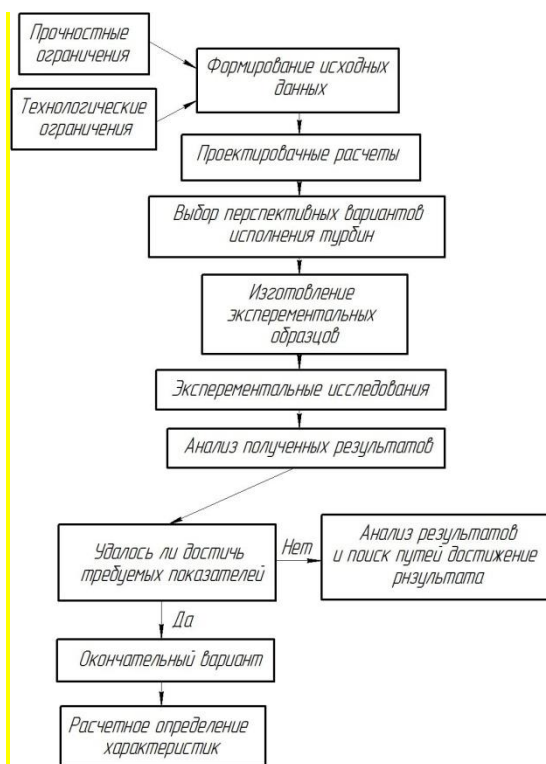
## 1.1. Традиционный подход к проектированию осевых турбин ГТД

Структурная схема традиционно сложившегося процесса проектирования турбин показана на рис. 1.1. Она заключается в следующем.

По результатам термогазодинамического расчета ГТД формируются блок исходных данных. Причем при его создании сразу делаются попытки учесть прочностные и технологические факторы. Учет, как правило, заключается в ограничении геометрических и других параметров, например, радиусов кромок лопаток, градиента изменения лопаточных углов вдоль радиуса, площади сечения пера и т.п. Эти ограничения обусловлены опытом проектирования и доводки предыдущих изделий. Поэтому каждая фирма имеет обычно «свой собственный» набор ограничений.

На следующем этапе производятся проектировочные расчеты по одно, двух и квазитрехмерным расчетным моделям, опираясь на результаты которых формируется конфигурация лопаточных венцов (ЛВ). Поскольку число параметров влияющих на эффективность турбины чрезвычайно велико, то вероятность создания высокоэффективной турбины с первой попытки мала.

Поэтому, как правило, параллельно создается несколько вариантов исполнения турбины. Они воплощаются в металле в виде экспериментальных образцов и исследуются на стенде отдельно или в составе ГТД. Анализ результатов экспериментов позволяет сделать заключение о том, удастся ли достигнуть заданных параметров турбины и какой из вариантов обладает лучшими характеристиками.



**Рис. 1.1. Традиционная последовательность проектирования турбины**

В случае, если достигнутые параметры турбины по каким-либо критериям не удовлетворяют разработчиков, на основании анализа результатов экспериментальных исследований вырабатываются рекомендации по изменению турбины (например,

перепрофилированию ЛВ). Затем модернизированный вариант изготавливается, испытывается на стенде, полученные данные анализируются. Подобным образом процесс повторяется до тех пор, пока требуемые характеристики турбины не будут получены, либо не будет доказано, что они не достижимы.

Для окончательно принятого варианта определяется характеристика турбины. Она может быть получена экспериментально, но часто, из-за сложностей экспериментального нахождения характеристики, ее определяют расчетным путем.

Основные недостатки такого подхода к проектированию турбины заключаются в следующем:

1. для получения высокоэффективной турбины необходим большой объем экспериментальных исследований;
2. для производства экспериментальных образцов и приспособлений требуется выпускать конструкторскую и технологическую документацию, что требует значительных затрат времени и материальных средств;
3. процесс изготовления экспериментальных образцов занимает продолжительное время (до нескольких месяцев);
4. экспериментальные исследования не дают исчерпывающих данных о потоке из-за ограниченных возможностей оборудования и средств измерения;
5. экспериментальное оборудование имеет высокую стоимость и требует значительных затрат на эксплуатацию (энергию, топливо, квалифицированный обслуживающий персонал и др.);
6. большой объем экспериментальных исследований вынуждает иметь на предприятии специальную испытательную станцию, которая кроме всего прочего является потребителем большого количества энергии;
7. ограниченное число исследуемых вариантов позволяет говорить только об обеспечении требуемой проектом

мощности или КПД турбины. Для поиска оптимальной с точки зрения газодинамической эффективности конфигурации ЛВ и ПЧ необходим большой объем экспериментальных исследований, что делает достижение оптимума практически нереальным и экономически невыгодным;

8. подобная система проектирования существенно усложняет учет при газодинамическом проектировании прочностных, технологических и других факторов, влияния системы охлаждения и др. эффектов.

Очевидно, что в конечном итоге все перечисленные недостатки обращаются большими временными и материальными затратами для получения желаемого результата. Тем не менее, до недавнего времени альтернативы такому способу практически не было из-за огромного числа переменных в решаемой задаче, недостаточных знаний о физике процесса осевой турбины и слабого развития проектных методик.

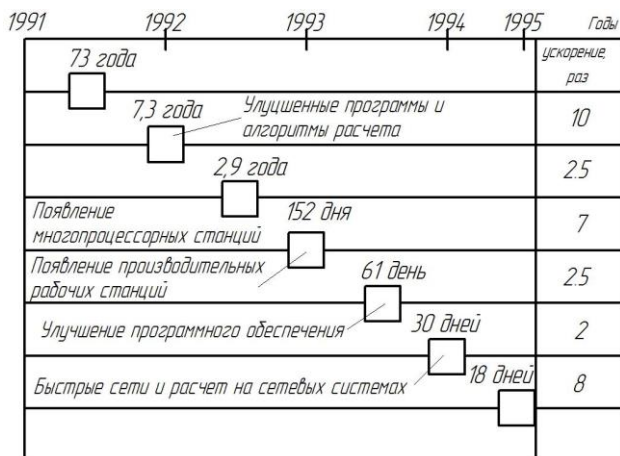
Как отмечалось выше, одним из факторов существенно затягивавшим процесс доводки изделия является время изготовления образцов для испытаний. Данный недостаток частично может быть нивелирован применением новейших технологий изготовления. Например, применение лазерной стереолитографии позволяет сократить время производства модельной лопатки с нескольких месяцев, до нескольких часов. Для этого не требуется выпуск конструкторской и технологической документации, достаточно одной компьютерной 3D модели.

## **1.2. Развитие методов проектирования турбомашин**

Большое количество экспериментальных исследований проведенных в России и за рубежом существенно расширили представление о рабочем процессе турбин и, особенно о

механизмах возникновения потерь. Это позволило существенно пересмотреть подходы к проектированию турбомашин. Например, в настоящее время современные турбинные лопатки, как правило, существенно изогнуты в осевом и тангенциальном направлениях, концевые поверхности имеют сложные обводы, толщина лопаток и эпюры изменения параметров по высоте лопатки меняются по сложным законам. Эти мероприятия позволяют существенно сократить вторичные, концевые потери и потери связанные с утечками в радиальном зазоре и, следовательно, существенно повысить газодинамическую эффективность турбины в целом.

Пожалуй, самое большое влияние на процесс проектирования турбины и повышение ее эффективности оказало развитие компьютерной техники и последовавшее за этим бурное развитие вычислительной газовой динамики (*CFD*), базирующейся на решении уравнений Навье - Стокса. Внедрение *CFD* методов в процесс проектирования позволило в значительной мере повысить точность проектировочных расчетов. Темпы развития компьютерной техники и совершенствование *CFD* методов проиллюстрированы на рис. 1.2 [2]. Например, в 1991 году для расчета течения через три ЛВ турбины (СА-РК-СА) требовалось 73 года компьютерного времени. К концу девяностых время данного расчета сократилось до четырех дней. На этом же рисунке показаны основные события, которые привели к достижению такого результата [2].



**Рис. 1.2. Изменение сроков расчетного исследования течения через три лопаточных венца осевой турбины по мере развития методов вычислительной газовой динамики и компьютерной техники [2]**

*CFD* методы позволяют наиболее точно, по сравнению с другими расчетными технологиями, описать явления трехмерного потока в межлопаточном канале, предсказывать отрывы, вторичные течения и углы выхода потока из ЛВ. Возможности *CFD* методов на данный момент таковы, что позволяют с большой достоверностью исследовать влияние нестационарных процессов на течение в целом каскаде многоступенчатой турбины в относительно небольшие сроки. Методы вычислительной газовой динамики не имеют расчетных аналогов при оценке нестационарных явлений в межлопаточных каналах на стадии проекта. Кроме того, большая часть современных *CFD* программ способны передавать результаты газодинамических расчетов (поля давлений и температур, в том числе и нестационарные) в программы прочностного анализа.

Поскольку в основе вычислительной газовой динамики лежат уравнения течения газа с минимально возможными на сегодняшний день допущениями (система Навье – Стокса), то их применение по-

зволило заменить большую часть экспериментальных исследований расчетом. Это существенно сокращает число потребных для доводки турбины и двигателя в целом испытаний, и как следствие, сокращаются сроки и стоимость создания нового изделия.

Существенное меньшее время и стоимость получения достоверных и информативных расчетных данных по сравнению с проведением экспериментального исследования позволяет рассмотреть в отведенное время большее число вариантов исполнения геометрии изделия, что в конечном итоге повышает вероятность найти тот вариант, который позволит добиться наилучших показателей. Кроме того следует отметить гораздо большую информативность результатов CFD расчетов по сравнению с экспериментом. В дальнейшем полученная информация используется также для уточнения формы нижестоящих по потоку ЛВ.

Тем не менее, не стоит считать *CFD* волшебным средством, способным автоматически получить максимально эффективную турбину. Грамотные проектировщики относятся к вычислительной газовой динамике с известной долей осторожности, критично оценивая полученные результаты. На это есть несколько причин. Во-первых, в *CFD* решается система уравнений Навье - Стокса, которая хотя и имеет минимальные допущения, но все равно остается всего лишь системой дифференциальных уравнений, отражающих наше сегодняшнее представление о реальном физическом процессе. Следовательно, получаемые результаты – это решение дифференциальных уравнений, которые сильно зависят от принятых граничных условий и допущений. Поэтому результат численного исследования существенным образом зависит от достоверности данных, применяемых в качестве граничных условий, и квалификации расчетчика. Во-вторых, несмотря на свою прогрессивность, численное решение уравнений Навье – Стокса



еще недостаточно развито. Применяемые программные коды оттестированы и дают неплохие результаты на тестовых задачах, но не обязательно дадут хороший результат в других условиях. Из-за несовершенства применяемых моделей турбулентности, *CFD* программы не могут в настоящий момент правильно предсказывать ламинарнотурбулентный переход и соответственно корректно описывать потери. В-третьих, *CFD* методы выполняют поверочный расчет в спроектированном канале. Другими словами для проведения расчета нужна исходная геометрия, которую могут дать только традиционные методы проектирования.

Как отмечалось ранее, получаемые в *CFD* расчете значения параметров потока могут значительно по величине отличаться от результатов испытаний. Тем не менее, современные *CFD* коды позволяют предсказывать изменения параметров потока и интегральных параметров турбины при варьировании режимными и геометрическими факторами с точностью до погрешности эксперимента. Поля распределения параметров в межлопаточных каналах качественно также хорошо согласуются с данными продувок на стенде и с существующими современными физическими представлениями [3]. Отсюда можно сделать вывод, что место *CFD* в процессе проектирования – качественная и количественная оценка влияния изменения различных параметров на газодинамическую эффективность турбины и картину течения в ней, поиск вариантов проектирования, обеспечивающих наилучшую структуру потока. Это в свою очередь позволит заменить большую часть экспериментов расчетом и соответственно сократить время и материальные ресурсы, необходимые для доводки.

Таким образом, *CFD* это мощное средство в руках грамотного проектировщика, способное существенно расширить его представления о физической картине процесса, имеющего место в конкретном изделии, рассчитать течение в нем с минимальными

допущениями, рассмотреть большее число вариантов исполнения геометрии в относительно короткие сроки и найти пути существенного повышения эффективности, многократно сократить потребное число испытаний, уменьшить временные и материальные затраты. Но следует помнить, что результаты *CFD* расчетов – это решение дифференциальных уравнений, отражающих наше представление о физике процесса. Поэтому эксперимент навсегда останется окончательной инстанцией по проверке правильности принятых проектных решений и подтверждению достигнутых в расчете результатов.

### **1.3. Основные этапы проектирования осевых турбин современных ГТД**

Отмеченный выше прогресс привел к существенному изменению в процессе проектирования турбин. Структурная схема современного процесса проектирования приведена на рис. 1.3 (создана авторами на основе [2] и других источников). Данная схема является более развернутой, чем схема на рис. 1.1. На рис. 1.3 также показана связь газодинамического проектирования с другими этапами создания турбины и ГТУ в целом, такими как термогазодинамический расчет, структурный прочностной анализ, проектирование системы охлаждения (СО), разработка технологии производства, экономический анализ проекта и анализ производственных и эксплуатационных отклонений.

Проектирование турбины ГТД начинается с формирования блока исходных данных. Исходные данные условно можно разделить на четыре группы. Значительная часть исходных данных (полные давление  $p_0^*$  и температура  $T_0^*$  на входе, потребная мощность  $N_m$ , ожидаемый КПД  $\eta_m^*$ , коэффициент избытка воздуха

$\alpha$  и др.) берутся по результатам термогазодинамического расчета двигателя или предыдущей ступени.

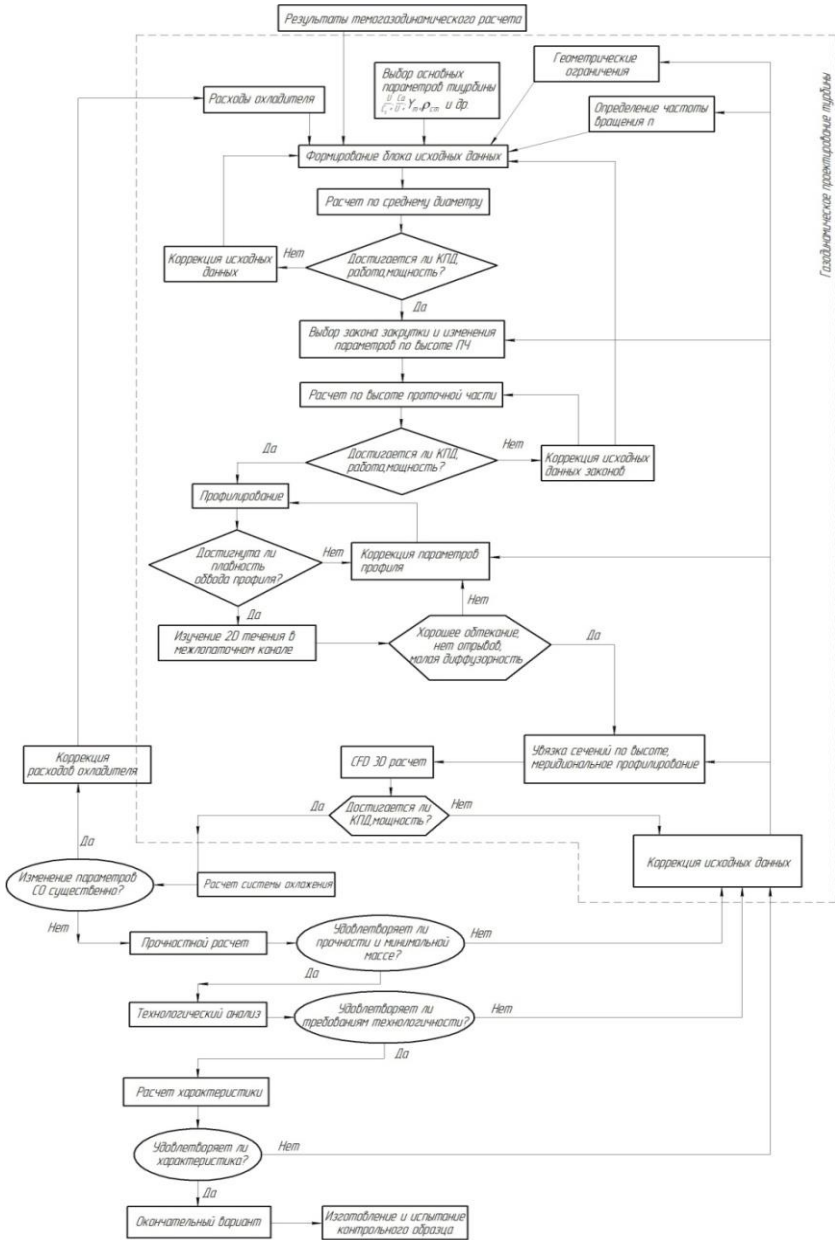


Рис. 1.3. Современный алгоритм проектирования осевой турбины

Другая крупная часть параметров, определяющая облик и эффективность турбины (степень реактивности  $\rho_{ст}$ , коэффициент расхода  $\frac{c_a}{u}$ , работа ступени  $L_{ст}^*$ , коэффициент нагрузки  $L_{ст}/u^2$  и т.п.) выбирается из условия достижения высокого КПД по известным рекомендациям [2,4...12,14] в соответствии с требованиями предъявляемыми к турбине. Третья часть исходных данных – расходы охладителя втекающего в проточную часть через отверстия в лопатках или трактовых поверхностях, либо в осевые зазоры между ротором и статором. Величины расходов на первом этапе выбираются по соответствующим рекомендациям и в дальнейшем уточняются по результатам проектирования СО.

Последний важный исходный параметр – частота вращения ротора  $n$ . Она выбирается исходя из требований к турбине. Обычно частота вращения, особенно это актуально для свободных турбин, определяется потребителем энергии. В случае если турбина вращает компрессор, то частота может ограничиваться по соображениям его устойчивой работы или желанием работать в области максимальных КПД. Если СТ вращает генератор, газоперекачивающий агрегат и т.п., то ее обороты равны (или пропорциональны при наличии промежуточного редуктора) частоте вращения потребителя. В таком случае частота вращения ротора  $n$  прописываются в техническом задании на турбину. Если специальных требований к частоте вращения нет, то она определяется по предварительной оценке напряженного состояния лопаток РК и в дальнейшем уточняется при анализе напряженно-деформированного состояния.

Первым этапом проектирования турбины является расчет на среднем диаметре. Расчет ведется с применением одномерных физических моделей. Поток считается стационарным, равномерным в радиальном и тангенциальном направлении. Целью расчета

является выбор основных геометрических параметров проточной части, числа лопаток и основополагающих параметров турбины, определяющих ее эффективность ( $\rho_{ст}$ ,  $\frac{c_a}{u}$ ,  $L_{ст}^*$ ,  $L_{ст}/u_2$ ). Расчет по среднему диаметру позволяет в первом приближении определить КПД каждой ступени и турбины в целом, получить форму проточной части и отсеять заведомо не реализуемые варианты. Грамотно проведенный расчет по среднему диаметру является хорошей отправной точкой для получения хороших результатов в дальнейшем.

На следующем этапе проводится расчет каждой ступени турбины по высоте проточной части. Расчет ведется в двухмерной постановке [4,5,9]. Поток считается осесимметричным. Параметры меняются по радиусу и длине проточной части. На этом этапе упрощенно учитывается радиальное поле температур, давлений, углов выхода потока. Данные поля принимаются по результатам проектирования камеры сгорания и других каскадов турбины. Цель расчета – определить изменение параметров потока по высоте проточной части, выбрать рациональную закономерность их изменения и получить треугольники скоростей в выбранных характерных сечениях. Эти данные необходимы для профилирования решеток СА и РК. В зависимости от требуемой точности такие расчеты выполняются на трех - десяти радиусах (включая средний радиус). В случае, если не удастся получить приемлемое изменение параметров по высоте ПЧ, расчет по среднему диаметру может быть скорректирован.

Затем, в первом приближении, рассчитывается характеристика турбины. Расчет ведется с использованием одномерных полуэмпирических моделей. В случае если характеристика протекает неудовлетворительно, вносятся коррективы в исходные данные.

На основе проведенных расчетов определяется конфигурация двумерных профилей сечений лопаток РК и СА. Профили стоятся, как правило, не менее чем в трех сечения по высоте лопатки. Но для получения высокоэффективных турбин число сечений может превышать 10. Профили формируются на основе монотонных кривых, для обеспечения плавного, безотрывного поворота потока. В этом процессе большую роль играет опыт проектировщика [12].

Затем в сформированных двумерных межлопаточных каналах проводится двумерный анализ структуры потока. При этом рассматривается изменение параметров в тангенциальном и осевом направлении. В результате получается структура потока в межлопаточном канале, выявляются зоны с неблагоприятным течением (отрывы, чрезмерная диффузорность канала, интенсивные скачки уплотнения и т.п.), находится распределение условной приведенной скорости ( $\lambda$  или  $M$ ) по хорде или периметру профиля, определяется реальная нагрузка профиля (параметр Цвайфеля). Эти данные позволяют судить о качестве профилирования. В случае невозможности получения качественных профилей корректируются исходные данные для расчетов по высоте ПЧ и среднему сечению.

На следующем этапе двумерные профили увязываются по высоте, выбирается закономерность их расположения друг относительно друга в радиальном направлении. Например, центры масс или выходных окружностей профилей могут лежать на одной радиальной прямой. Построение лопаток вдоль радиальных прямых позволяет снизить изгибающие напряжения на лопатки. Этот способ наиболее технологичен. Однако в настоящее время скелетная линия лопатки, как правило, имеет сложную пространственную форму для уменьшения вторичных потерь.

Течение через спроектированную турбину исследуется в трехмерной постановке с помощью *CFD* методов. На первом этапе выявляются зоны с неблагоприятным течением, уточняется

обтекание профилей в различных сечениях с учетом пространственного характера течения. Вследствие наличия трехмерных эффектов потока полученное обтекание с большой долей вероятности будет отличаться от имевшего место при исследовании двумерного течения. Могут иметь место: повышенная диффузорность, скачки уплотнения, отрывы потока и другие неблагоприятные явления. При их выявлении необходимо корректировать соответствующие профили, способ увязки сечений по высоте, закон закрутки т.д.

На данном этапе проектирования имеются полные данные о значениях давлениях во всех точках проточной части. Это позволяет провести гидравлический расчет СО и уточнить принятые в исходных данных расходы и температуры воздуха втекающего в ПЧ турбины.

Для спроектированного варианта турбины проводятся тепловые, структурные, экономические расчеты, оценивается технологичность. Результаты этих расчетов могут вносить коррективы в исходные данные, и процесс проектирования будет повторяться до получения приемлемого по всем критериям результата.

Описанные выше действия являются начальным этапом проектирования турбины. Он задает основополагающие параметры турбины, определяющие ее эффективность, и задает отправную точку для дальнейшего поиска оптимальной формы турбины. Чем ближе полученная геометрия к оптимуму, тем меньшее число итераций потребуется для поиска окончательного варианта при доводке, тем меньшее время и средств для этого потребуются. Так же очевидно, что ошибки на данном этапе могут существенно осложнить в дальнейшем поиск оптимальной конфигурации.

Стоит также отметить, что полученный проект турбины не является окончательным. В процессе дальнейшего проектирования



исходные данные на всех этапах могут неоднократно меняться. Правда, внесение изменений в проект потребует меньших затрат, чем создание первой отправной точки.

При газодинамической доводке турбины, опираясь на полученную в расчете картину течения и современные представления о физике процесса, разрабатываются варианты изменения геометрии (варианты профилирования ЛВ, увязки сечений по высоте лопатки, форм меридионального сечения и т.п.). Течение в них исследуется с помощью *CFD* программ. Полученные в результате поля распределения параметров анализируются, выявляются структура потока, оценивается уровень газодинамической эффективности.

Тот факт, что *CFD* хорошо описывает изменение параметров потока при изменении режимных и геометрических факторов позволяет с большой вероятностью предсказывать, какой выигрыш в эффективности даст модификация исходной геометрии [2]. Существенное снижение, по сравнению с экспериментом, времени и трудоемкости получения результата позволяют перебрать за короткий срок большое число вариантов. Это в свою очередь дает возможность с большей вероятностью найти оптимальные с точки зрения газодинамической эффективности конфигурации турбины. Окончательные варианты вновь рассчитываются на прочность, оценивается их технологичность, прорабатываются конструктивные вопросы, уточняются втеkania в проточную часть и экономические параметры. В случае получения неудовлетворительных результатов в геометрию турбины вносятся изменения, и процесс повторяется до получения одного или нескольких вариантов обладающих максимальной газодинамической эффективностью, минимальной массой и удовлетворяющих всем предъявляемым требованиям прочности, технологичности, стоимости и т.д.

Один или несколько окончательных вариантов изготавливаются и испытываются на стенде. Эксперимент играет роль последней инстанции подтверждающей правильность принятых решений и помогает выбрать наилучший вариант из нескольких близких к оптимуму. Для последних вариантов с помощью *CFD* расчета или экспериментально определяется характеристика турбины. Ее протекание может быть одним из критериев выбора окончательного варианта.

По сравнению с существовавшей ранее методикой проектирования турбины (раздел 1.1), современная имеет следующие преимущества:

1. большая часть экспериментов заменяется расчетными исследованиями, что позволяет существенно сократить время и стоимость проектирования;
2. результаты расчетных исследований более информативны и позволяют проектировщику глубже понять суть происходящих процессов;
3. меньшее время и трудоемкость расчетных исследований позволяет рассмотреть большее число вариантов конфигурации турбины;
4. большое количество рассматриваемых вариантов и большая их информативность позволяет получить более высокие значения параметров эффективности;
5. газодинамическое проектирование тесно связано с прочностным, технологическим, экономическим и др. анализами;
6. применение *CFD* позволяет получать характеристики турбомашин близкие к реальным и использовать их как один из критериев выбора окончательного варианта;
7. сокращение числа испытаний сокращает номенклатуру применяемых на предприятии стендов. От испытательной базы можно отказаться совсем, проводя небольшое число

контрольных испытаний на стендах других специализированных организаций. Малое количество испытаний делает затраты на это доступными

## **2. МЕТОДИКА ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТУПЕНИ СВОБОДНОЙ ТУРБИНЫ**

В данном разделе приводится последовательность проектного газодинамического расчета турбины. Представленная методика разработана для свободных турбин ГТД наземного применения, однако также пригодна и для расчета любых осевых неохлаждаемых турбин.

Данная методика составлена на основании глубокого анализа источников [2...11,14]. Представленная ниже методика отличается тем, что содержит в себе модель потерь, разработанную в ЦИАМ [10,11], что позволяет существенно повысить достоверность оценки коэффициентов скоростей и КПД.

Другим важным отличием предлагаемой методики от существовавших раньше является то, что традиционные подходы опираются на форму проточной части, которая формируется на предыдущем этапе проектирования на основе статистических соотношений. Это обстоятельство, во-первых, затрудняло использование ПЧ сложной формы. Во-вторых, имеющаяся форма тракта существенно ограничивала возможности проектировщика по достижению желаемой формы планов скоростей.

В предлагаемой методике выбор диаметральных и линейных размеров ПЧ происходит из условия получения планов скоростей, необходимых для получения высокого КПД, давая свободу

проектировщику. Такой подход позволяет получать произвольные формы проточных частей турбины.

Кроме того в представленной методике проектирования учтено влияние предыдущих элементов ГТД путем учета радиальной неравномерности эпюры температур.

Представленная ниже методика не учитывает зависимость свойств рабочего тела от параметров потока. В ней полагается, что величины теплоемкости  $c_p$ , показателя адиабаты  $k$  и других параметров являются неизменными и зависят только от применяемого рабочего тела.

Также не учитывается охлаждение турбины и наличие утечек и втеканий в ПЧ.

## **2.1. Выбор исходных данных для газодинамического проектирования**

Первым этапом газодинамического проектирования турбины является выбор исходных данных для расчета, которые принимаются по результатам проектного термодинамического расчета установки в целом, газодинамических расчетов предыдущих ступеней (если они имеются), а также по рекомендациям, приведенным ниже.

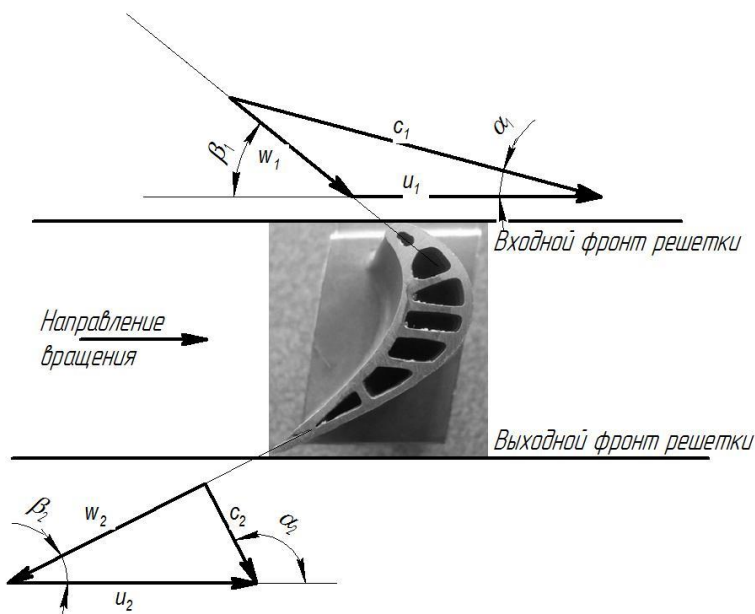
Процесс выбора исходных данных является важным этапом, во многом определяющим конечный результат.

Исходные данные для проектирования турбины условно можно разделить на три группы.

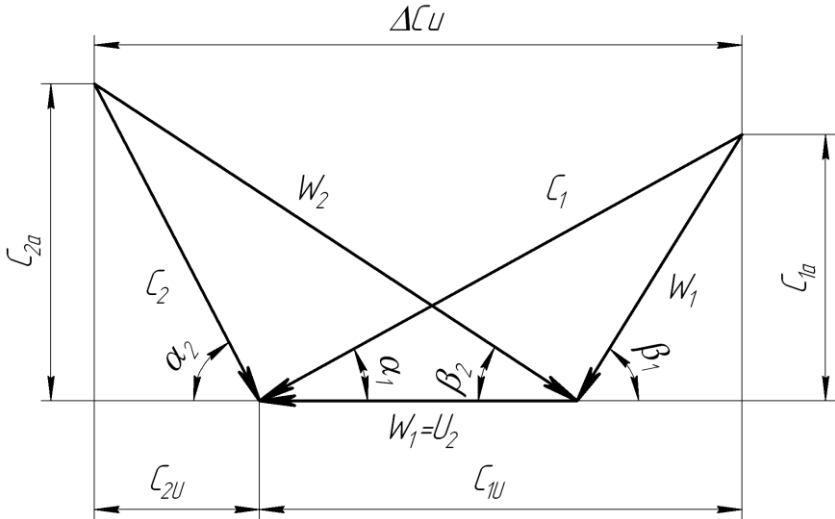
Первая группа – базовые исходные данные. К ним относятся полная температура  $T_2^*$  и давление  $p_2^*$  на входе в турбину, полное давление на выходе  $p_m^*$ , частота вращения ротора  $n$ , расход рабочего тела  $G_2$  и т.п. Их значения в основном принимаются по результатам термодинамического расчета установки [13], в состав которой

входит турбина, либо расчета предыдущих ступеней и каскадов. Часть основных исходных данных (например, частота вращения ротора  $n$ ), может быть известной по результатам газодинамического проектирования компрессора, для привода которого проектируется турбина, либо определяться частотой вращения приводимого агрегата.

Вторая группа – параметры определяющие рабочий процесс непосредственно в турбине. Как известно, форма лопаток определяется углами потока в относительной и абсолютной СК (рис 2.1) [4,5,7,8]. КПД ступени зависит также от уровня и соотношения скоростей потока. Углы потока в ступени и соотношения различных скоростей обычно иллюстрируются планом скоростей – фигуре получаемой при совмещении входного и выходного треугольника скоростей (рис. 2.1 и 2.2). Таким образом, для проведения профилирования лопаток и оценки уровня КПД ступени необходимо получить план скоростей.



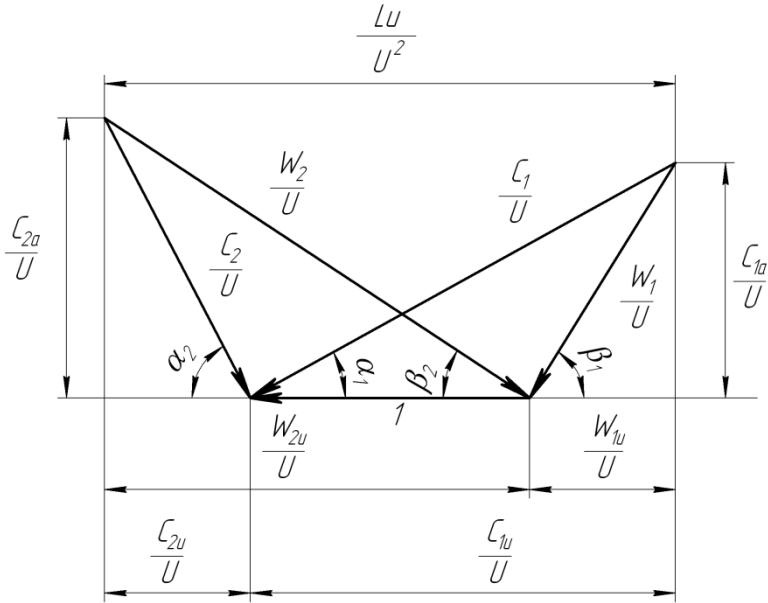
**Рис. 2.1. Треугольник скоростей в РК осевой турбины**



**Рис. 2.2. План скоростей осевой турбины**

Как показано в работе [14] форма плана скоростей в безразмерном виде (все размеры которого поделены на величину средней окружной скорости  $u_{cp}$ ) (рис. 2.3) в общем случае, для турбины с произвольной формой проточной части и переменной величиной осевой скорости  $c_a$  определяются пятью независимыми переменными:

- $\frac{L_u}{u_{cp}^2}$  – коэффициентом нагрузки;
- $\frac{c_{acr}}{u_{cp}}$  – коэффициентом расхода;
- $\rho_{ст}$  – кинематической степенью реактивности;
- $\chi = c_{1a}/c_{2a}$  – коэффициентом меридионального ускорения;
- $D_{1cp}/D_{2cp}$  – коэффициентом формы РК.



**Рис. 2.3.** Безразмерный план скоростей осевой турбины

То есть, именно данные параметры определяют форму лопатки и уровня совершенства ступени.

Третья группа исходных данных – свойства рабочего тела. К ним относится в первую очередь газовая постоянная  $R$ , изобарная теплоемкость  $c_p$  и показатель изэнтропы  $k$ . Свойства рабочего тела существенным образом зависят от его температуры, что, по возможности, следует учитывать при расчете. Для упрощения расчетов при разработке приведенной ниже расчетной методики полагалось, что свойства рабочего тела не изменяются в процессе расширения.

При выборе исходных данных следует помнить, что в первом приближении их выбор весьма приблизителен и не является окончательным. Они могут быть многократно уточнены в ходе проектирования по результатам аэродинамического,



гидравлического, прочностного, экономического расчетов, проработки конструкции и технологии изготовления элементов. По этой причине газодинамические расчеты турбины могут многократно уточняться с учетом результатов последующих расчетов и ограничений.

### ***2.1.1. Перечень необходимых исходных данных для проектного расчета ступени неохлаждаемой осевой турбины***

Для проектирования ступени необходимо знать следующие данные.

Первая группа параметров, характеризующих условия работы турбины и работу (мощность) которую она должна выдать:

- полная температура рабочего тела на входе в ступень  $-T_0^*$ , К;
- полное давление рабочего тела на входе в ступень  $-p_0^*$ , Па;
- расход рабочего тела на входе в ступень  $-G_0$ , кг/с;
- расход рабочего тела на выходе из ступени  $-G_2$ ,  $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;
- показатель адиабаты рабочего тела  $-k$ ;
- универсальная газовая постоянная  $-R$ ,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ ;
- ожидаемый КПД ступени турбины  $-\eta_{\text{ст}}^*$ ;
- работа (на валу), которую должна произвести проектируемая ступень  $-L_{\text{ст}}^*$ ,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ ;
- угол входа потока в ступень турбины  $\alpha_0$ . В случае если проектируется первая ступень, то обычно  $\alpha_0=90^\circ$ ;
- эквивалентная наработка на взлетном (номинальном) режиме  $-\tau$ , час;
- частота вращения ротора  $n$  (если задана в техническом задании).

Данная группа исходных данных в основном принимается по результатам термодинамического расчета (для первой ступени),

предыдущей ступени (для второй и последующей) и данных технического задания.

Вторая группа исходных данных параметров определяет рабочий процесс турбины:

- $\frac{L_u}{u_{cp}^2}$  – коэффициент нагрузки;
- $\frac{c_{acr}}{u_{cp}}$  – коэффициент расхода;
- $\rho_{ст}$  – кинематическая степень реактивности;
- $\chi = c_{1a}/c_{2a}$  – коэффициент меридионального ускорения;
- $D_{1cp}/D_{2cp}$  – коэффициент формы рабочего колеса.

Свойства рабочего тела описываются двумя основными переменными:

$k$  – показателем изоэнтропы;

$R$  – универсальной газовой постоянной, Дж/кг·К.

Все остальные комплексы, зависящие от свойств рабочего тела, могут быть рассчитаны с помощью известных величин  $k$  и  $R$ . Например, изобарная теплоемкость  $c_p$  может быть найдена с помощью следующего выражения:

$$c_p = \frac{kR}{k - 1}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Основным рабочим телом, применяемым в турбинах, являются продукты сгорания углеводородного топлива. В ряде случаев, например в турбохолодильниках, рабочим телом может быть воздух. В приведенной ниже методике свойства рабочего тела полагаются постоянными и не зависящими от параметров потока.

Для воздуха основные свойства рабочего тела принимаются равными:  $k=1,4$ ;  $R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ,  $c_p = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ .

Для продуктов сгорания обычно (если они не оговорены отдельно) принимаются следующие значения:  $k=1,33$ ;  $R = 287,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ ;  $c_p = 1158 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ .

Ниже приводятся рекомендации по выбору некоторых исходных данных.

### ***2.1.2. Параметры рабочего тела на входе в турбину***

*Полное давление на входе в турбину  $p_0^*$ .* Его величина определяется при термодинамическом расчете установки и оно обычно равно давлению на выходе из КС, предыдущего каскада турбины или предыдущей ступени турбины с учетом гидравлических потерь в подводящем канале:

$$p_0^* = p_{\Gamma}^* \sigma_{\text{ПК}}$$

где  $p_{\Gamma}^*$  - полное давление на выходе из КС или предыдущего каскада или ступени турбины;

$\sigma_{\text{ПК}}$  - потери полного давления в подводящем канале. В случае, если рабочее тело подает в турбину непосредственно из КС или предыдущей ступени турбины, как это обычно бывает в ГТД или ГТУ, то  $\sigma_{\text{ПК}} = 1$ . Если рабочее тело подводится через относительно длинный подводящий канал, то  $\sigma_{\text{ПК}} = 0,99 \dots 0,97$ .

*Полная температура на входе в ступень  $T_0^*$ .* Она также определяется в термодинамическом расчете установки и равна полной температуре на выходе из КС, предыдущего каскада или предыдущей ступени турбины:

$$T_0^* = T_{\Gamma}^*$$

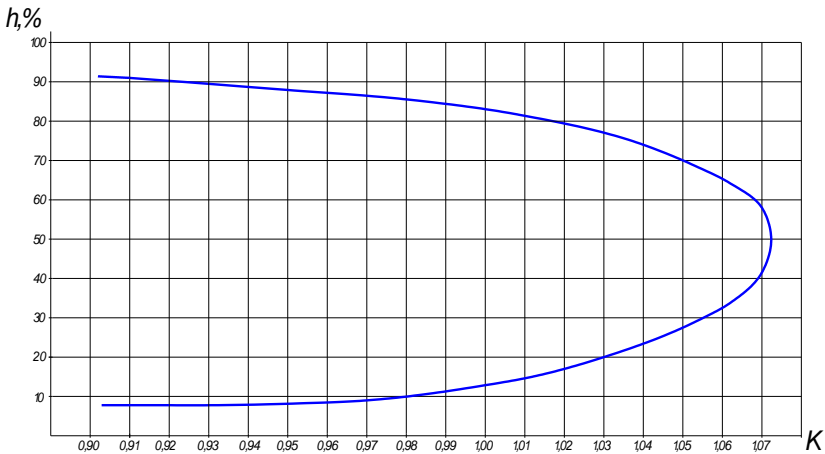
где  $T_{\Gamma}^*$  - полная температура на выходе из КС или предыдущего каскада или ступени турбины.

Для расчета по высоте ПЧ (раздел 2.3) турбины необходимо знать распределение температуры по высоте проточной части. При проектировании осевых турбин ГТД температура на входе в произвольное по высоте сечение проточной части  $T_{0i}^*$  может быть найдена с помощью коэффициента радиальной неравномерности  $K$ :

$$T_{0i}^* = K \cdot T_0^*,$$

где  $T_0^*$  - осредненное значение полной температуры на входе в СА.

График типового изменения коэффициента радиальной неравномерности поля температур на входе в первую ступень турбины ВД ГТД приведен на рис. 2.4.



**Рис. 2.4.** Изменение коэффициента радиальной неравномерности температуры на входе в турбину по высоте лопатки [11]

Расход газа на входе и выходе ступени турбины  $G_0$  и  $G_2$ . Они также известны из термодинамического расчета установки. В ходе расчета могут также учитываться утечки и втекания в проточную часть перед РК  $G_{ym}$ . В случае если газ втекает в проточную часть, то

расход учитывается с положительным знаком. Если вытекает, то с отрицательным.

*Ожидаемое значение КПД ступени  $\eta_{cm}^*$ .* Это значение принимается в первом приближении из условия обеспечения значения принятого в термодинамическом расчете установки. В ходе газодинамического расчета необходимо обеспечить, чтобы получаемое значение КПД было не менее, чем ожидаемое. В случае, если требуемого уровня КПД не удастся достичь, следует пересмотреть результаты термогазодинамический расчет установки.

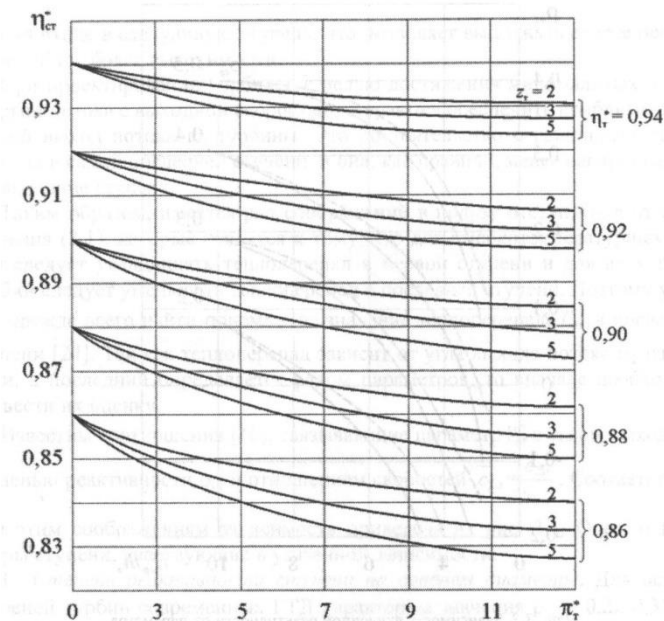
КПД многоступенчатой турбины  $\eta_m^*$  вследствие возврата тепла выше среднего значения КПД ступеней, из которых состоит турбина. Поэтому среднее значение КПД ступени  $\eta_{cm}^*$  находится в зависимости от заданной величины  $\eta_m^*$ , числа ступеней в каскаде турбины и степени понижения давления в нем. Обобщенная зависимость  $\eta_m^* = f(\eta_m^*; z_{cm}; \pi_m^*)$  представлена на рис. 2.5 [4].

*Частота вращения ротора турбины  $n$ .* Частота вращения роторов ВД и СД определяется прочностью турбины (если это не оговорено особо в ТЗ). Частота вращения ротора НД определяется обычно компрессором НД, а для свободной турбины – потребителем энергии. Таким образом для турбин НД и СТ оговаривается в техническом задании на узел и является величиной известной.

### **2.1.3. Выбор работы ступени в многоступенчатых турбинах**

Важным исходным данным является работа ступени турбины  $L_{cm}^*$ . Величина работы должна обеспечивать достижения потребной мощности турбины и может быть найдена по ее величине:

$$L_{ст}^* = \frac{N_{ст}}{G_0}, \frac{Дж}{кг}.$$



**Рис. 2.5.** Зависимость среднего КПД ступени турбины от КПД турбины  $\eta_m$ , числа ступеней  $z_{cm}$  и степени расширения газов в турбине  $\pi_m^*$ [4]

Часто турбины выполняются одноступенчатыми работа ступени в них равна работе каскада турбины  $L_{cm}^* = L_m^*$ .

В случае многоступенчатых турбин суммарную работу необходимо разделить между ступенями.

При первоначальном распределении тепоперепада в ТВД необходимо учитывать ряд следующих рекомендаций:

- в высокотемпературных турбинах ( $T_r^* > 1300K$ ) любой схемы желательно больший теплоперепад сработать на первой ступени. Это заметно снижает температуру газа на входе в следующую ступень, что позволяет уменьшить число охлаждаемых венцов, упростить СО и уменьшить потери;

- с целью достижения минимальных потерь энергии потока в переходных каналах, стараются обеспечить приблизительно осевой выход потока из турбины. Это обстоятельство ограничивает теплоперепад в самой последней ступени, и она, как правило, менее нагружена, чем предыдущие ступени.

Строго говоря, распределение работ по ступеням индивидуально для каждого случая и им можно и нужно варьировать для достижения максимального КПД.

Например, в двухступенчатой турбине в первой ступени обычно срабатывается от 0,55 до 0,65 величины общего теплоперпада. В трехступенчатой турбине распределение работ по ступеням в первом приближении может быть принято следующим:

- для первой ступени  $L_{ст1}^* = 0,4L_T^*$ ;
- для второй ступени  $L_{ст2}^* = 0,35L_T^*$ ;
- для третьей  $L_{ст3}^* = 0,25L_T^*$ .

В турбинах НД и СТ распределение работ выполняется из других соображений:

- первая ступень ТНД как правило имеет меньшую работу из-за того, что она, как правило, расположена на меньшем радиусе;
- работа последних одной или двух ступеней должна быть уменьшена для достижения выхода потока из турбины близкого к осевому;
- оставшаяся работа может быть перераспределена между остальными ступенями равномерно.

### 2.1.4. Выбор коэффициента расхода и коэффициента нагрузки

Для оценки выходной работы турбины вводится понятие нагрузки ступени  $\frac{L_{ст}^*}{u^2}$ . Он часто используется вместе с коэффициентом расхода  $\frac{c_a}{u}$ .

Связь коэффициента нагрузки и коэффициента расхода была установлена Смитом в 1965 году. Информация, полученная и обработанная им изображается в виде графика, который называется диаграммой Смита (рис. 2.6) [14].

Несмотря на свой солидный возраст, эта диаграмма широко применяется в настоящее время. Она была получена на основе анализа 70 различных турбин. Все они имели постоянную осевую скорость и реактивность в диапазоне  $0,2 \dots 0,6$  и большое отношение высоты лопатки в хорде ( $\frac{h}{b} = 3.4$ ). Результаты были представлены так, что не учитывают утечки в РЗ. По этой причине, предсказываемый диаграммой уровень КПД оказывается на  $1 \dots 2\%$  больше реального. Опыт использования диаграммы показал, что закономерности, заложенные в диаграмме справедливы даже для турбин с сильно отличающимися параметрами [14].

Диаграмма используется для выбора  $\frac{c_a}{u}$  и  $\frac{L_{ст}^*}{u^2}$  при эскизном проектировании. Коэффициент нагрузки турбины для привода компрессоров ГТД как правило находится в диапазоне  $1 < \frac{L_{ст}^*}{u^2} < 2,5$ , коэффициент расхода  $0,6 < \frac{c_a}{u} < 0,8$ .

Типовая точка для проектирования турбин на фирме «Роллс Ройс» -  $\frac{L_{ст}^*}{u^2} = 2$ ,  $\frac{c_a}{u} = 0,6$ . На американских фирмах тяготеют к более низким коэффициентам расхода (например,  $\frac{L_{ст}^*}{u^2} = 1,7$ ,  $\frac{c_a}{u} = 0,37$ ).



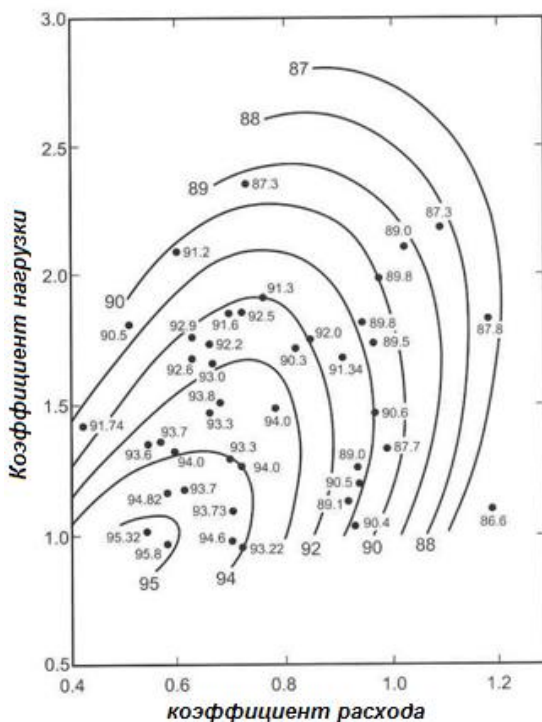


Рис. 2.6. Диаграмма Смита, связывающая коэффициент нагрузки  $\frac{L_{cm}^*}{u^2}$  и коэффициент расхода  $\frac{c_a}{u}$  [14]

### 2.1.5. Выбор степени реактивности $\rho_{cm}$

Степень реактивности  $\rho_{cm}$  – параметр характеризующий распределение работ расширения между РК и СА и являющийся отношением изоэнтропической работы расширения газа в РК к изоэнтропической работе расширения газа в ступени в целом:

$$\rho_{ст} = \frac{L_{PKS}}{L_{TS}}$$

В осевых турбинах наиболее часто применяются реактивные ступени, в которых величина  $\rho_{ст}$  находится в интервале  $\rho_{ст} = 0,25 \dots 0,6$  [2...11].

В многоступенчатых турбинах значение степени реактивности  $\rho_{ст}$  целесообразно повышать от ступени к ступени с ростом длины лопаток. Поэтому, если в первых ступенях турбин современных ГТД  $\rho_{ст} = 0,2 \dots 0,35$ , то в последних ступенях значение степени реактивности может доходить до  $\rho_{ст} = 0,4 \dots 0,55$  из опасения достижения отрицательной реактивности на втулке [4].

### 2.1.6. Число Цвайфеля

Выбор числа лопаток в сопловых и рабочих венцах в методике осуществляется на основании понятия о газодинамической нагруженности соответствующего профиля. Критерием нагруженности является число Цвайфеля. Оно представляет собой отношение удельной окружной силы, действующей на лопатку к идеальной окружной силе. С некоторыми упрощениями (постоянство плотности, осевой и окружной скорости) выражение для параметра Цвайфеля можно записать в виде [14]:

$$C_{LCA} = \frac{\rho c_a (c_{2u} + c_{1u})}{\frac{1}{2} \rho S_{CA} c_2^2} = \frac{2t}{S_{CA}} \sin^2 \alpha_1 \times (ctg \alpha_1 + ctg \alpha_0).$$

Параметр Цвайфеля применяется для оценки отношения  $\frac{t}{S_{CA}}$  и затем числа лопаток. Конечно, число лопаток ограничивается конструктивными, прочностными и другими причинами, но параметр Цвайфеля позволяет найти оптимальное число лопаток с точки зрения аэродинамики.

Основываясь на результатах исследований различных ступеней, Цвайфель полагал, что оптимальное значение параметра

0,75.....0,85 [14]. Это утверждение справедливо для большинства ЛВ. Для первых СА ТВД высокотемпературных турбин значение параметра следует снижать по требованиям размещения каналов СО в лопатке. Значение параметра при этом может находиться примерно на уровне 0,55. К последним ступеням ТНД значение параметра Цвайфеля возрастает примерно до 1,2, так как там ниже число Рейнольдса и поток более ламинарный, его труднее оторвать. В отдельных случаях величина параметра Цвайфеля может достигать 1,6 (рис. 2.7). Однако число 1,2 является тем пределом, после которого начинается падение эффективности. В настоящее время благодаря применению *CFD* методов при проектировании значение параметра Цвайфеля более единицы стало обычным явлением.

## 2.2. Методика проектного расчета ступени турбины на среднем диаметре

### 2.2.1. Формирование плана скоростей

1. Задавшись величинами  $\frac{L_u}{u_{cp}^2}$ ,  $\frac{c_{acr}}{u_{cp}}$ ,  $\rho_{ст}$ ,  $\chi = c_{1a}/c_{2a}$ ,  $D_{1cp}/D_{2cp}$

можно вычислить осевые и окружные проекции скоростей в РК ступени турбины:

$$\frac{c_{1u}}{u_{cp}} = 1 + \frac{1}{2} \frac{L_u}{u_{cp}^2} - \rho_{ст};$$

$$\frac{c_{2u}}{u_{cp}} = \rho_{ст} - 1 + \frac{1}{2} \frac{L_u}{u_{cp}^2};$$

$$\frac{c_{1a}}{u_{cp}} = \frac{c_{acp}}{u_{cp}} \frac{2 \cdot \chi}{(1 + \chi)};$$

$$\frac{c_{2a}}{u_{cp}} = \frac{c_{acp}}{u_{cp}} \frac{2}{(1 + \chi)}.$$

2. Опираясь на эти данные можно найти важнейшие углы потока в РК ступени ОТ:

$$\alpha_1 = \arctg \left( \frac{c_{1a}}{u_{cp}} / \frac{c_{1u}}{u_{cp}} \right), \text{ град};$$

$$\alpha_2 = \arctg \left( \frac{c_{2a}}{u_{cp}} / \frac{c_{2u}}{u_{cp}} \right), \text{ град};$$

$$\beta_1 = \arctg \left( \frac{\frac{c_{1a}}{u_{cp}}}{\left( \frac{c_{1u}}{u_{cp}} - 1 \right)} \right), \text{ град};$$

$$\beta_2 = \arctg \left( \frac{\frac{c_{2a}}{u_{cp}}}{\left( \frac{c_{2u}}{u_{cp}} + 1 \right)} \right), \text{ град}.$$

Рассчитывая величины углов потока в относительном и абсолютном движении следует помнить, что:

- по технологическим причинам угол выхода потока из СА в абсолютном движении  $\alpha_1$  и выхода потока из РК в относительном движении  $\beta_2$  не могут быть меньше, чем  $10^\circ$ ;
- величину угла входа потока в РК в относительном движении  $\beta_1$  не желательно иметь меньше, чем  $40^\circ$ ;

- поскольку каналы СА и РК конфузурны, то величина угла  $\beta_1$  должна быть больше значения угла  $\beta_2$ , угол  $\alpha_0$  также должен быть больше  $\alpha_1$ .

3. Определяются безразмерные значения абсолютных и относительных скоростей потока на входе и выходе РК:

$$\frac{c_1}{u_{cp}} = \sqrt{\left(\frac{c_{1a}}{u_{cp}}\right)^2 + \left(\frac{c_{1u}}{u_{cp}}\right)^2};$$

$$\frac{c_2}{u_{cp}} = \sqrt{\left(\frac{c_{2a}}{u_{cp}}\right)^2 + \left(\frac{c_{2u}}{u_{cp}}\right)^2};$$

$$\frac{w_1}{u_{cp}} = \sqrt{\left(\frac{c_{1a}}{u_{cp}}\right)^2 + \left(\frac{c_{1u}}{u_{cp}} - 1\right)^2};$$

$$\frac{w_2}{u_{cp}} = \sqrt{\left(\frac{c_{2a}}{u_{cp}}\right)^2 + \left(\frac{c_{2u}}{u_{cp}} + 1\right)^2}.$$

4. Имеющиеся данные позволяют построить безразмерный план скоростей проектируемой ступени (см. рис. 2.3).

5. Зная величину работы, которую должна произвести ступень находится средняя окружная скорость:

$$u_{cp} = \sqrt{\frac{L_{ст}^*}{(L_u/u_{cp}^2)}}, \frac{м}{с}.$$

6. Зная величину окружной скорости легко образмерить план скоростей:

$$c_{1a} = \frac{c_{1a}}{u} \cdot u_{cp}, \frac{M}{C};$$

$$c_{2a} = \frac{c_{2a}}{u} \cdot u_{cp}, \frac{M}{C};$$

$$c_{1u} = \frac{c_{1u}}{u} \cdot u_{cp}, \frac{M}{C};$$

$$c_{2u} = \frac{c_{2u}}{u} \cdot u_{cp}, \frac{M}{C};$$

$$w_1 = \frac{w_1}{u_{cp}} \cdot u_{cp}, \frac{M}{C}$$

$$w_2 = \frac{w_2}{u_{cp}} \cdot u_{cp}, \frac{M}{C};$$

$$c_1 = \frac{c_1}{u_{cp}} \cdot u_{cp}, \frac{M}{C};$$

$$c_2 = \frac{c_2}{u_{cp}} \cdot u_{cp}, \frac{M}{C}.$$

7. Задаваясь формой проточной части РК  $D_{1cp}/D_{2cp}$  вычисляются окружные скорости на входе и выходе на среднем диаметре:

$$u_1 = \frac{2 \cdot u_{cp}}{\left(1 + \frac{1}{D_{1cp}/D_{2cp}}\right)}, \frac{M}{C};$$

$$u_2 = \frac{2u_{cp}}{\left( \frac{D_{1cp}}{D_{2cp}} + 1 \right)}, \frac{m}{c}.$$

8. По полученным данным строится реальный план скоростей проектируемой ступени (см. рис. 2.2).

### **2.2.2. Расчет параметров потока в характерных сечениях ступени турбины**

9. Рассчитываются статические и заторможенные в абсолютном и относительном движениях температуры потока в характерных сечениях:

$$T_1^* = T_0^* = T_{\Gamma}^*, K;$$

$$T_1 = T_1^* - \frac{c_1^2}{2kR}, K;$$

$$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2kR}, K;$$

$$T_{2w}^* = T_{1w}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2kR}, K;$$

$$T_2 = T_{2w}^* - \frac{w_2^2}{2kR}, K;$$

$$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2kR}, K.$$

10. Находятся приведенные скорости потока на входе и выходе РК в абсолютном и относительном движениях:

$$\lambda_{c1} = \frac{c_1}{\sqrt{\frac{2k}{(k+1)} RT_1^*}};$$

$$\lambda_{c2} = \frac{c_2}{\sqrt{\frac{2k}{(k+1)} RT_2^*}};$$

$$\lambda_{w1} = \frac{w_1}{\sqrt{\frac{2k}{(k+1)} RT_{1w}^*}};$$

$$\lambda_{w2} = \frac{w_2}{\sqrt{\frac{2k}{(k+1)} RT_{2w}^*}}.$$

Значения величин наибольших приведенных скоростей  $\lambda_{c2}$  и  $\lambda_{w2}$  не должны превышать  $1,1$ . Однако в ряде случаев при больших степенях расширения газа ( $\pi_T^* > 3$ ), это условие может быть нарушено.

11. Выбирается значение коэффициента скорости в СА  $\varphi_{ca}$ . Эта величина характеризует уровень потерь энергии в СА и равна отношению реальной скорости истечения из него к изоэнтропической:

$$\varphi_{ca} = \frac{c_1}{c_{1s}}.$$



В первом приближении для осевых турбин величина коэффициент скорости в СА  $\varphi_{ca}$  может быть принят в соответствии со следующими рекомендациями [4,5,8,9]:

- для неохлаждаемых лопаток  $\varphi_{ca} = \varphi_{ca0} = 0,97 \dots 0,98$ ;
- для лопаток с конвективным охлаждением  $\varphi_{ca} = \varphi_{ca0} - (5 \dots 7) \cdot 10^{-3}$ ;
- для лопаток с конвективно-пленочным охлаждением  $\varphi_{ca} = \varphi_{ca0} - (13 \dots 17) \cdot 10^{-3}$ .

В дальнейшем при проектировании значение коэффициента скорости будет уточнено.

12. Вычисляется приведенная изэнтропическая скорость истечения газа из СА:

$$\lambda_{c1s} = \frac{\lambda_{c1}}{\varphi_{ca}}$$

13. Определяются значения газодинамических функций  $\pi(\lambda_{c1})$ ,  $\pi(\lambda_{c1s})$ ,  $\pi(\lambda_{w1})$ ,  $q(\lambda_{c1})$  на выходе их СА:

$$\pi(\lambda_{c1}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1}^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$\pi(\lambda_{c1s}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1s}^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$\pi(\lambda_{w1}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w1}^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$q(\lambda_{c1}) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1}^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \lambda_{c1}.$$

14. Находится коэффициент восстановления полного давления в СА:

$$\sigma_{CA} = \frac{\pi(\lambda_{c1s})}{\pi(\lambda_{c1})}.$$

15. Рассчитывается полное давление потока на выходе из СА:

$$p_1^* = p_0^* \cdot \sigma_{CA}, \text{ Па.}$$

16. Определяется статическое давление рабочего тела на выходе из СА:

$$p_1 = p_1^* \cdot \pi(\lambda_{c1}), \text{ Па.}$$

17. Находится давление рабочего тела на выходе из СА заторможенного в относительной СК:

$$p_{1w}^* = p_1^* \cdot \pi(\lambda_{w1}), \text{ Па.}$$

18. Вычисляется площадь осевого сечения на выходе из СА:

$$F_{1a} = \frac{G_{\Gamma} \cdot \sqrt{T_1^*}}{m \cdot p_1^* \cdot q(\lambda_{c1}) \cdot \sin \alpha_1}, \text{ м}^2,$$

где  $m = \sqrt{\frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ .

19. В первом приближении следует задаться величиной коэффициента скорости в РК.  $\psi_{PK}$ . Он определяет уровень потерь энергии в РК и равен отношению реальной скорости истечения из него к изоэнтропической:

$$\psi_{PK} = \frac{w_2}{w_{2s}}$$

В первом приближении для осевых турбин величина коэффициента скорости в РК  $\psi_{PK}$  может быть принята в соответствии со следующими рекомендациями [4,5,8,9]:

- для неохлаждаемых лопаток  $\psi_{PK} = \psi_{PK0} = 0,96...0,97$ ;
- для лопаток с конвективным охлаждением  $\psi_{PK} = \psi_{PK0} - (4 \dots 6) \cdot 10^{-3}$ ;
- для лопаток с конвективно-пленочным охлаждением  $\psi_{PK} = \psi_{PK0} - (8 \dots 10) \cdot 10^{-3}$ .

В дальнейшем при проектировании значение коэффициента скорости будет уточнено.

20. Вычисляется изэнтропическая скорость истечения из РК:

$$w_{2s} = \frac{w_2}{\psi_{PK}}, \frac{м}{с}$$

21. Определяется изэнтропическая работа расширения газа в РК:

$$L_{PKS} = \frac{w_{2s}^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}, \frac{Дж}{кг}$$

22. Находится статическое давление газа на выходе из РК:

$$p_2 = p_1 \left( 1 - \frac{L_{PKS}}{\frac{k}{(k-1)RT_1}} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \text{ Па.}$$

23. Вычисляются значения газодинамических функций  $\pi(\lambda_{c2})$ ,  $\pi(\lambda_{w2})$ ,  $q(\lambda_{c2})$  на выходе из РК:

$$\pi(\lambda_{c2}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c2}^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$\pi(\lambda_{w2}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w2}^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$q(\lambda_{c2}) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c2}^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \lambda_{c2}.$$

24. Находится давление потока за РК, заторможенного в абсолютной и относительной СК:

$$p_2^* = \frac{p_2}{\pi(\lambda_{c2})}, \text{ Па};$$

$$p_{2w}^* = \frac{p_2}{\pi(\lambda_{w2})}, \text{ Па}.$$

25. Вычисляется площадь осевого сечения проточной части на выходе из РК:

$$F_{2a} = \frac{G_T \cdot \sqrt{T_2^*}}{m \cdot p_2^* \cdot q(\lambda_{c2}) \cdot \sin \alpha_2}, \text{ м}^2.$$

Поскольку проточная часть турбины вследствие уменьшения давления газа в ней расширяется к выходу, то площадь на выходе из РК должна быть не меньше, чем на входе  $F_{2a} \geq F_{1a}$ .

26. Определяется плотность рабочего тела на входе и выходе РК:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1}, \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2}, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

### 2.2.3. Выбор материала рабочих лопаток и величины $(D_{cp}/h)_2$

27. Оценивается в первом приближении температура тела рабочих лопаток последней ступени. Она может быть принята равной температуре торможения потока в относительном движении на входе в РК  $T_{л} = T_{1w}^*$

Для турбинных лопаток, выполненных из современных жаропрочных материалов, допускаемая температура, которую может выдержать материал, ограничивается величиной  $T_{л\text{доп}} \approx 1100\text{K}$ . В случае если  $T_{л} < T_{л\text{доп}}$ , то рабочая лопатка турбины не охлаждается и температура ее поверхности принимается равной рассчитанному выше значению  $T_{л}$ . Если  $T_{л} > T_{л\text{доп}}$ , то рабочую лопатку турбины необходимо охлаждать. В этом случае температура ее поверхности  $T_{л}$  выбирается из диапазона  $950...1100\text{K}$ . Она будет обеспечиваться системой охлаждения турбины.

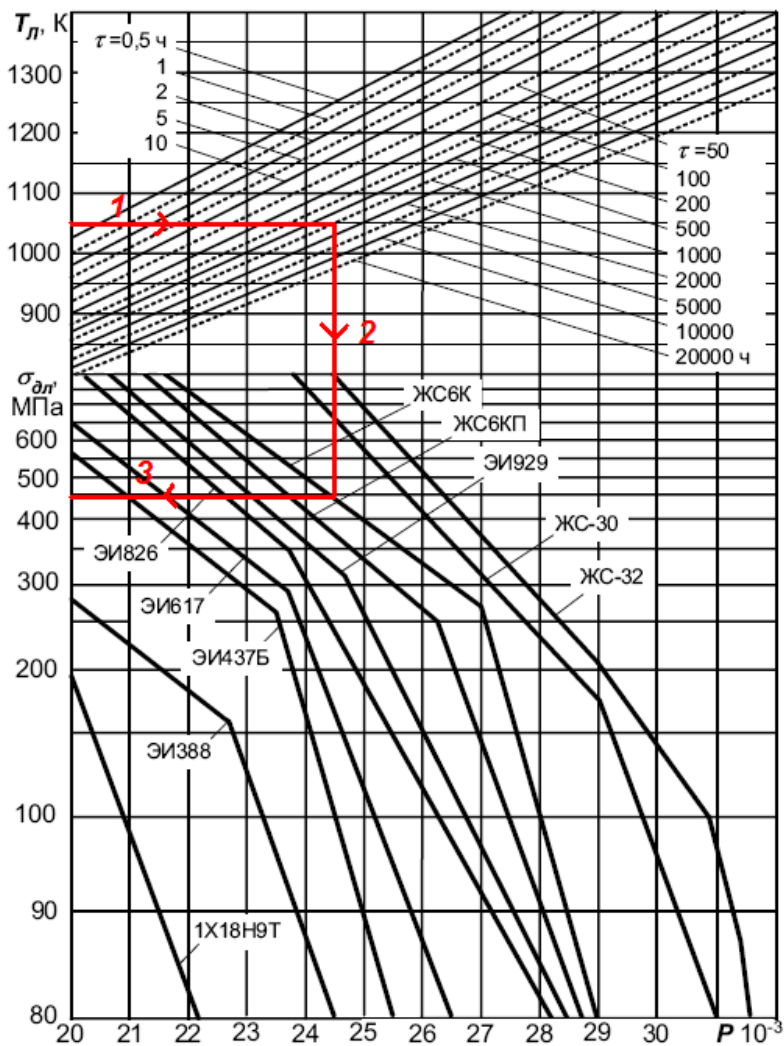
28. Выбирается материал рабочих лопаток турбины и находится значение разрушающих напряжений  $\sigma_{бр}^T$ . Рабочие лопатки являются наиболее нагруженными из всех деталей газовой турбины. Они подвержены действию центробежных сил, газовым и вибрационным нагрузкам, а также окисляющему действию горячих газов. Материал лопаток должен обладать высокой жаропрочностью и жаростойкостью. Весь комплекс требований к

материалам рабочих лопаток позволяет выбирать только специальные высоколегированные стали и турбинные лопаточные сплавы на никелевой основе. Обычным способом изготовления ответственных лопаток турбины является точное литье по выплавляемой модели, причем, в зависимости от рабочих температур и потребных свойств, либо с равноосной структурой, либо с ориентированной (направленная кристаллизация, монокристалл) структурой. В отечественной практике наиболее часто рабочие лопатки турбины делают из никелевых сплавов ЖС6К, ЖС6У или ЖС6Ф. Турбины ВД и СД двигателей с большой температурой газов ( $T_r^* > 1500\text{K}$ ) выполняются обычно из более дорогих материалов, обладающих лучшей жаростойкостью: ЖС30, ЖС30М, ЖС32. Для турбин НД, СТ, работающих при умеренных температурах часто используется сплав ВЖЛ12 (его свойства близки к сплаву ЖС6) [15]. Плотности основных лопаточных материалов приведены в табл. 2.1. Кривые длительной прочности для них приведены на рис. 2.7 [16].

**Таблица 2.1**

**Значения плотности основных материалов, из которых изготавливаются турбинные лопатки**

Материал	12X18Н9Т	ЭИ338	ЭИ 437Б	ЭИ826	ЭИ617
$\rho_m, \text{кг/м}^3$	7800	7800	8200	8470	8250
Материал	ЖС6К	ЖС6П	ЖС30	ЖС32	ЭП929
$\rho_m, \text{кг/м}^3$	8100	8100	8650	8650	8400



**Рис. 2.7.** Зависимость разрушающего напряжения  $\sigma_{dl}^T$  жаропрочных материалов от температуры и ресурса [16]

В первом приближении может быть выбран любой материал из перечисленного списка и затем, при необходимости, уточнен.

Для определения разрушающих напряжений необходимо оценить эквивалентную наработку двигателя на взлетном (максимальном) режиме  $\tau$ . Она для авиационных двигателей гражданского назначения в среднем составляет 10% от заданного ресурса (табл. 2.2), у наземных ГТУ до 80%.

В первом приближении можно принять следующие величины эквивалентной наработки  $\tau$  на взлетном режиме:

- для самолетов гражданской и транспортной авиации –  $\tau = 1000ч$ ;
- для самолетов военной авиации –  $\tau = 500ч$ ;
- для наземных ГТУ –  $\tau = 20000ч$ .

Таблица 2.2

Ресурсы различных типов ГТД и ГТУ

Применение	Межремонтный ресурс, ч	Полный ресурс, ч
Гражданская авиация	5000	15000
Военная авиация	300.....500	600.....1000
Наземная ГТУ	20000.....25000	до 100000

Исходя из найденной в п. 27 температуры тела лопатки и принятой выше эквивалентной наработки двигателя на взлетном режиме с помощью диаграммы на рис. 2.4 [16] находится разрушающие напряжения  $\sigma_{bT}^T$ . Как видно из рисунка, диаграмма состоит из двух половин. Работа с ней осуществляется следующим образом:

- шаг 1 - на вертикальной оси верхней половины диаграммы откладывается принятое значение температуры лопатки  $T_d$ , затем проводится горизонталь до линии соответствующей принятой величине эквивалентной наработки  $\tau$ ;
- шаг 2 - из точки пересечения опускается перпендикуляр вниз в нижнюю часть диаграммы до пересечения с линией соответствующей выбранному материалу;



- шаг 3 - для найденной точки, по вертикальной шкале нижней половины диаграммы, находится значение разрушающих напряжений  $\sigma_{bt}^T$ .

Например, для рабочей лопатки турбины двигателя предназначенного для эксплуатации в транспортной и пассажирской авиации, выполненной из материала ЖС-6К межремонтный ресурс согласно табл. 2.2 составляет 5000 час, полный – 15000 час, эквивалентная наработка  $\tau$  на взлетном режиме -  $\tau = 1000ч$ . При температуре лопатки 1050К разрушающие напряжения  $\sigma_{bt}^T$  составят 450МПа ( $\sigma_{bt}^T = 450000000Па$ ). Определение данной величины показано стрелками на рис. 2.7.

29. Находится величина коэффициента формы лопатки:

$$K_{\phi} = \frac{\frac{F_k}{F_{bt}} + 1}{2},$$

где  $\frac{F_k}{F_{bt}}$  отношение площадей сечения рабочих лопаток на втулке и периферии. Обычно  $\frac{F_k}{F_{bt}} = 0,25...0,55$ .

30. Вычисляется минимально допустимое по условиям прочности значение отношения  $(D_{cp}/h)_2$ :

$$\left(\frac{D_{cp}}{h}\right)_{min} = \frac{2u_{cp}^2 K_{\phi} \rho_M}{\sigma_{max}},$$

где  $\rho_M$ , кг/м<sup>3</sup> – плотность материала лопатки (табл. 2.1);

$\sigma_{max}$ , Па – максимально допускаемые напряжения в лопатке, их величину можно вычислить с помощью следующего соотношения:

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{b\tau}^T}{k_M}, \text{ Па.}$$

где  $k_M$  – коэффициент запаса прочности,  $k_M > 1,8$ .

31. Опираясь на вычисленное значение  $(D_{cp}/h)_{min}$  выбирается окончательное значение  $(D_{cp}/h)_2$ :

$$\left(\frac{D_{cp}}{h}\right)_2 > \left(\frac{D_{cp}}{h}\right)_{min}.$$

Обычно данная величина для турбин авиационных ГТД и ГТУ созданных на их базе лежит в диапазоне 3...12.

Максимальное значение  $(D_{cp}/h)_2$  определяется минимальной высотой лопатки на входе в РК  $h_l$ . Она должна быть не менее 15...20 мм.

32. Уточняется значение коэффициента запаса по статической прочности:

$$k_M = \frac{\sigma_{\tau t \max} \left(\frac{D_{cp}}{h}\right)_2}{2u_{cp}^2 K_{\phi} \rho_M}.$$

Данная величина не должна превышать допустимое значение 1,8.

Задавшись величиной  $\frac{D_{cp}}{h}$  можно найти диаметральные размеры проточной части проектируемой ступени турбины.

### 2.2.4. Вычисление диаметральных размеров проточной части ступени турбины

В случае если частота вращения ротора турбины  $n$  не задана потребителем, то геометрические параметры сечения на выходе из РК находятся следующим образом.

33. Вычисляется величина среднего диаметра ПЧ проектируемой ступени на выходе из РК:

$$D_{2cp} = \sqrt{\frac{F_{2a} \left(\frac{D_{cp}}{h}\right)_2}{\pi}}, \text{ м.}$$

34. Определяется частота вращения ротора турбины:

$$n = \frac{60u_{cp}}{\pi D_{2cp}}, \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

35. Для свободных турбин, а также для других типов турбин частота вращения  $n$  которых жестко фиксирована работой потребителя средний диаметр на выходе из РК определяется другим образом:

$$D_{2cp} = \frac{60u_{cp}}{\pi n}, \text{ м.}$$

36. Находится высота лопатки на выходе из РК:

$$h_{2л} = \frac{D_{2cp}}{\left(\frac{D_{cp}}{h}\right)_2}, \text{ м.}$$

37. Вычисляется втулочный и периферийный диаметр проточной части на выходе из РК:

$$D_{2к} = D_{2ср} + h_{2л}, \text{ м};$$

$$D_{2вт} = D_{2ср} - h_{2л}, \text{ м}.$$

38. Опираясь на приятное значение коэффициента формы рабочего колеса  $D_{1ср}/D_{2ср}$  вычисляется средний диаметр на входе в РК.

$$D_{1ср} = \frac{D_{2ср}}{\left( D_{1ср}/D_{2ср} \right)}, \text{ м}.$$

39. Тогда высота лопатки на входе равна:

$$h_{1л} = \frac{F_{1а}}{\pi D_{1ср}}, \text{ м}.$$

Данная величина должна быть не менее 15.....20 мм, если это условие не выполняется, то следует снизить величину  $\left( \frac{D_{ср}}{h} \right)_2$ . Однако стоит помнить, что минимально допустимое значение этой переменной определяется условиями прочности (см.п. 30).

40. Находится втулочный и периферийный диаметры проточной части на входе в РК проектируемой ступени:

$$D_{1к} = D_{1ср} + h_{1л}, \text{ м};$$

$$D_{1вт} = D_{1ср} - h_{1л}, \text{ м.}$$

41. Задаваясь формой СА оцениваются диаметральные размеры на его входе. В первых ступенях обычно применяются СА имеющие цилиндрическую форму тракта. Для них справедливо:

$$D_{0к} = D_{1к}, \text{ м; } D_{0ср} = D_{1ср}, \text{ м; } D_{0вт} = D_{1вт}, \text{ м;}$$

$$h_{0л} = h_{1л}, \text{ м.}$$

Для второй и последующей ступеней (за исключением случаев, когда между проектируемой и предыдущей ступенями установлен переходный канал) диаметральные размеры на входе в СА принимаются равными размерам на выходе из РК предыдущей ступени:

$$D_{0кi} = D_{2к(i-1)}, \text{ м; } D_{0срi} = D_{2ср(i-1)}, \text{ м; } D_{0вти} = D_{2вт(i-1)}, \text{ м;}$$

$$h_{0ли} = h_{2л(i-1)}, \text{ м.}$$

42. Задаваясь величинами относительной высоты лопаток РК  $\left(\frac{h}{S}\right)_{рк}$  и СА  $\left(\frac{h}{S}\right)_{са}$ , находятся осевые ширины лопаточных венцов, а также величина осевого зазора:

$$S_{са} = \frac{h_{1л}}{\left(\frac{h}{S}\right)_{са}}, \text{ м;}$$

$$S_{рк} = \frac{h_{2л}}{\left(\frac{h}{S}\right)_{рк}}, \text{ м;}$$

$$\delta_o = (0,2 \dots 0,3) \cdot S_{рк}, \text{ м.}$$

где относительной высоты лопаток РК  $\left(\frac{h}{S}\right)_{\text{рк}}$  и СА  $\left(\frac{h}{S}\right)_{\text{са}}$  для большинства неохлаждаемых турбин ГТД и ГТУ с относительно большим расходом рабочего тела ( $G_r > 10 \text{ кг/с}$ ) может быть найдено по следующим соотношениям:

$$\left(\frac{h}{S}\right)_{\text{са}} = \frac{30}{\left(\frac{D_{\text{ср}}}{h}\right)_2 + 2};$$

$$\left(\frac{h}{S}\right)_{\text{рк}} = \frac{42}{\left(\frac{D_{\text{ср}}}{h}\right)_2 + 3}.$$

Для малорасходных турбин величины  $\left(\frac{h}{S}\right)_{\text{рк}}$  и  $\left(\frac{h}{S}\right)_{\text{са}}$  могут быть выбраны из диапазона 1...3.

43. Проверяются значения углов раскрытия проточных частей СА и РК:

на периферии СА:

$$\gamma_{\text{са к}} = \arctg\left(\frac{D_{1\text{к}} - D_{0\text{к}}}{2S_{\text{са}}}\right), \text{ м};$$

на периферии РК:

$$\gamma_{\text{рк к}} = \arctg\left(\frac{D_{2\text{к}} - D_{1\text{к}}}{2S_{\text{рк}}}\right), \text{ м};$$

на втулке СА:

$$\gamma_{\text{са вт}} = \arctg\left(\frac{D_{0\text{вт}} - D_{1\text{вт}}}{2S_{\text{са}}}\right), \text{ м};$$

на втулке РК:

$$\gamma_{\text{РК вт}} = \arctg \left( \frac{D_{1\text{вт}} - D_{0\text{вт}}}{2S_{\text{РК}}} \right), \text{ м.}$$

Величина угла раскрытия втулочной проточной части не должна превышать  $8\dots\dots 12^\circ$ , а периферийной  $15\dots 20^\circ$ . В случае, если условие не выполняется, то необходимо увеличить ширину венца, либо уменьшить соотношение  $\chi = \frac{c_{1a}}{c_{2a}}$ .

По результатам расчета в разделе 2.2.4 можно построить меридиональное сечение проточной части проектируемой ступени (рис. 2.8).

44. Проверяется значение степени реактивности во втулочном сечении:

$$\rho_{\text{вт}} = 1 - (1 - \rho_{\text{ст}}) \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{h}{D_{\text{ср}}} \right)_2} \right).$$

Если значение  $\rho_{\text{вт}}$  будет менее  $0,1$ , следует увеличить принятое в расчете значение степени реактивности на среднем диаметре.

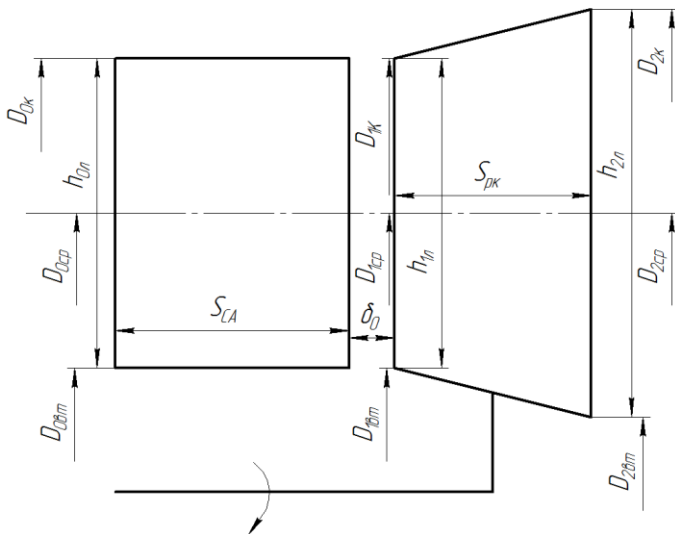


Рис.2.8. Схема проточной части ступени с характерными размерами

### 2.2.5. Расчет параметров потока на входе в СА

45. Вычисляется площадь кольцевого сечения на входе в СА:

$$F_{0a} = \frac{\pi}{4} (D_{0к}^2 - D_{0вт}^2), \text{ м}^2.$$

46. Рассчитываются значения ГДФ  $q(\lambda_{c0})$ :

$$q(\lambda_{c0}) = \frac{G_{\Gamma} \sqrt{T_0^*}}{m p_0^* F_{0a} \sin \alpha_0}.$$

По данной величине находится значение приведенной скорости на входе в СА  $\lambda_{c0}$  и других ГДФ:

$$\pi(\lambda_{c0}) = \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c2}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}};$$



$$\tau(\lambda_{c0}) = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c0}^2.$$

47. Определяется значение скорости потока на входе в СА и ее проекции:

$$c_0 = \lambda_{c0} \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}, \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$c_{0a} = c_0 \sin \alpha_0, \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$c_{0b} = c_0 \cos \alpha_0, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

48. Рассчитываются статические параметры потока и плотность рабочего тела на входе в СА:

$$p_0 = p_0^* \cdot \pi(\lambda_{c0}), \text{Па};$$

$$T_0 = T_0^* \cdot \tau(\lambda_{c0}), \text{К};$$

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

### ***2.2.6. Выбор числа лопаток соплового аппарата и рабочего колеса***

Выбор числа лопаток СА производится с помощью числа Цвайффеля  $C_L$ , которое представляет собой отношение реальной и окружной силы, действующей на лопатку, к идеальной окружной силе.

Оптимальное с точки зрения потерь значение числа Цвайфеля  $C_L$  находится в интервале 0,75 до 0,85. Для СА первых ступеней значение числа Цвайфеля  $C_{LCA}$  может уменьшиться до 0,55 [14].

49. Задавшись значением числа Цвайфеля для СА, определяется число лопаток, соответствующее принятому значению критерия:

$$Z'_{CA} = \frac{2\pi D_{1cp} \sin^2 \alpha_1 \cdot \left( \frac{1}{tg \alpha_1} + \frac{1}{tg \alpha_0} \right)}{S_{CA} C_{LCA}}, \text{ шт.}$$

Опираясь на полученное значение  $Z'_{CA}$  выбирается окончательное число лопаток  $Z_{CA}$ . Оно, очевидно, должно быть целым. При выборе лопаток следует стремиться к простым и нечетным числам. По возможности число лопаток не должно ровняться или быть кратным числу лопаток в других венцах, особенно соседних. Это необходимо для снижения вибрационных нагрузок.

50. Вычисляется шаг сопловой решетки на среднем диаметре:

$$t_{CAcp} = \frac{\pi D_{1cp}}{Z_{CA}}, \text{ м.}$$

51. По эмпирической формуле оценивается величина угла установки сопловой лопатки на среднем диаметре:

$$\gamma_{CA} = 85,95 - 1,277(\alpha_0 - \alpha_1) + 0,0084(\alpha_0 - \alpha_1)^2, \text{ град.}$$

52. Вычисляется хорда сопловой лопатки на среднем диаметре:

$$b_{CA} = \frac{S_{CA}}{\sin \gamma_{CA}}, \text{ м}$$

53. Задавшись величиной числа Цвайфеля для РК  $C_{LPK}$ , находится потребное число его лопаток:

$$Z'_{PK} = \frac{2\pi D_{2cp} \sin^2 \beta_2 \cdot \left( \frac{1}{tg \beta_2} + \frac{1}{tg \beta_1} \right)}{S_{PK} C_{LPK}}, \text{ шт.}$$

Опираясь на те же соображения, что и при выборе числа сопловых лопаток (п.49), выбирается окончательное число рабочих лопаток  $Z_{PK}$ .

54. Рассчитывается величина шага на выходе рабочей решетки на среднем диаметре:

$$t_{PKcp} = \frac{\pi D_{2cp}}{Z_{PK}}, \text{ м.}$$

55. Оценивается величина угла установки профиля рабочей лопатки на среднем диаметре:

$$\gamma_{PK} = 85,95 - 1,277(\beta_1 - \beta_2) + 0,0084(\beta_1 - \beta_2)^2, \text{ град}$$

56. Вычисляется хорда рабочей лопатки на среднем диаметре:

$$b_{PK} = \frac{S_{PK}}{\sin \gamma_{PK}}, \text{ м.}$$

### ***2.2.7. Уточнение коэффициента скорости в сопловом аппарате***

Величина коэффициента скорости  $\varphi_{CA}$  уточняется в предположении, что поток натекает на лопатки под углом, близким к оптимальному. Таким образом, в расчетах не учитывается отклонение угла атаки от расчетного значения и потери связанные с этим. Уточнение производится в следующем порядке.

В СА обычно выделяют следующие виды потерь [4,5,10,12]:

- потери на трение (оцениваются с помощью коэффициента потерь  $\xi_{\text{тр}}^0$ );
- кромочные потери ( $\xi_{\text{кр}}$ );
- вторичные потери ( $\xi_{\text{вт}}$ );
- потери, связанные с влиянием числа Рейнольдса ( $\Delta\xi_{Re}$ );
- потери, связанные с отклонением значения скорости от оптимального диапазона ( $\Delta\xi_{\lambda}$ ).

Принято считать, что суммарные потери в лопаточном венце представляют собой алгебраическую сумму всех видов потерь [12]:

$$\xi_{\Sigma SA} = \xi_{\text{тр}}^0 + \xi_{\text{кр}} + \xi_{\text{вт}} + \Delta\xi_{Re SA} + \Delta\xi_{\lambda}.$$

57. Для сопловой решетки оценивается значение критерия Рейнольдса:

$$Re_{CA} = \frac{c_1 b_{CA} \rho_1}{\mu(T_1)}.$$

где  $\mu(T_1)$  – значение динамической вязкости рабочего тела на выходе из СА находится в зависимости от температуры потока:

$$\mu(T_1) = 44,3 \cdot 10^{-6} \left( \frac{T_1}{1073} \right)^{0,678}, \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

58. Коэффициент потерь трения  $\xi_{\text{тр}}^0$  в автомодельной по числу Рейнольдса области, рассчитывается по следующей формуле [10]:

$$\xi_{\text{тр}}^0 = 0,02185(0,01065x_1^2 - 2,295x_1 + 160,5) \cdot (0,1055y_1^2 - 0,3427y_1 + 0,295),$$

где  $x_1$  – параметр, учитывающий поворот потока в венце:

если  $\alpha_0 + \alpha_1 \leq 110^\circ$ , то  $x_1 = \alpha_0 + \alpha_1$ ;

если  $\alpha_0 + \alpha_1 > 110^\circ$ , то  $x_1 = 110^\circ$ ;

$y_1$  – параметр, учитывающий конфузурность венца:

если  $\frac{\sin\alpha_0}{\sin\alpha_1} \leq 1,7$ , то  $y_1 = \frac{\sin\alpha_0}{\sin\alpha_1}$ ;

если  $\frac{\sin\alpha_0}{\sin\alpha_1} > 1,7$ , то  $y_1 = 1,7$ .

59. Коэффициент кромочных потерь  $\xi_{кр}$  вычисляется по известной формуле [10, 12]:

$$\xi_{кр} = 0,4 \frac{r_2}{t_{CA} \sin\alpha_1}.$$

где  $r_2$  – радиус выходной кромки СА. Обычно она выбирается из диапазона  $0,25...1,5$  мм. Большие значения толщины (свыше 1 мм) соответствуют охлаждаемым лопаткам.

60. В области малых чисел Рейнольдса ( $Re \leq 10^6$ ) вводится поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные потери [10]:

$$\Delta\xi_{Re\ CA} = \frac{2100}{Re_{CA}} - 0,0021.$$

В случае, если  $Re > 10^6$ ,  $\Delta\xi_{Re\ CA} = 0$ ;

61. Поправочный коэффициент, учитывающий влияние скорости потока  $\Delta\xi_\lambda$  равен [10]:

$$\Delta\xi_\lambda = (3,61x^3 - 7,22x^2 - 3,87x - 0,26) \cdot (\xi_{тр}^0 + \xi_{кр} + \Delta\xi_{Re}),$$

где  $x = \frac{\lambda_{1s}}{\lambda_{sCAopt}}$ ;

$\lambda_{1s}$  – приведенная изоэнтропическая скорость в выходном сечении сопловой решетки (см. п. 12);

$\lambda_{sCAopt}$  – оптимальная величина  $\lambda_s$  для СА,  $\lambda_{sCAopt} = 0,9$ .

62. Коэффициент вторичных потерь рассчитывается по формуле [10]:

$$\xi_{вт} = 2(\xi_{тр}^0 + \xi_{кр} + \Delta\xi_{RePK} + \Delta\xi_{\lambda}) \frac{t_{CA} \cdot \sin\alpha_1}{h_{1л}},$$

63. Итоговый коэффициент потерь в СА  $\xi_{\Sigma CA}$  равен сумме всех компонентов потерь [10]:

$$\xi_{\Sigma CA} = \xi_{тр}^0 + \xi_{кр} + \xi_{вт} + \Delta\xi_{ReCA} + \Delta\xi_{\lambda}.$$

64. Уточненное значение коэффициента скорости в СА  $\varphi_{CA}$  с учетом всех потерь равно:

$$\varphi_{CA} = \sqrt{1 - \xi_{\Sigma CA}}.$$

Полученное в результате уточнения значение коэффициента скорости в СА  $\varphi_{CAi}$  подставляется в качестве исходных данных, и проектный расчет повторяется с расчета течения в СА. В результате будет вновь получено уточненное значение коэффициента скорости  $\varphi_{CAi+1}$ . Если разница между ним и принятым в результате предыдущего уточнения составляет больше 1% то, значение  $\varphi_{CAi+1}$  берется в качестве исходных данных и расчет повторяется вновь. Вновь уточненное значение коэффициента скорости сравнивается с предыдущим до тех пор, пока разница между ними не составит менее 1%. При выполнении этого условия расчет продолжается дальше согласно приведенной выше методике. Схема цикла уточнения коэффициента скорости в СА показана на рис. 2.9.

## 2.2.8. Уточнение коэффициента скорости в РК

Величина коэффициента скорости  $\psi_{РК}$  уточняется в предположении, что поток натекает на лопатки под углом, близким к оптимальному. Таким образом, в расчетах не учитывается отклонение угла атаки от расчетного значения.

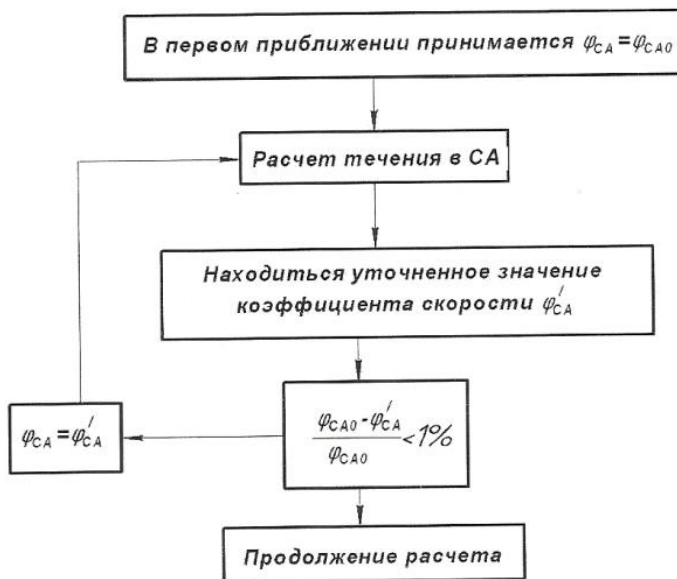


Рис. 2.9. Блок – схема процесса определения коэффициента скорости в сопловом аппарате

В РК выделяются те же виды потерь, что и в СА. Так же считается, что полные потери в лопаточном венце представляют собой алгебраическую сумму всех видов потерь [12]:

$$\xi_{\Sigma РК} = \xi_{тр}^0 + \xi_{кр} + \xi_{вт} + \Delta\xi_{Re РК} + \Delta\xi_{\lambda},$$

65. Для рабочей решетки оценивается значение критерия Рейнольдса:

$$Re_{PK} = \frac{c_2 b_{PK} \rho_2}{\mu(T_2)}.$$

где  $\mu(T_2)$  – значение динамической вязкости рабочего тела на выходе из РК:

$$\mu(T_2) = 44,3 \cdot 10^{-6} \left( \frac{T_2}{1073} \right)^{0,678}, \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

66. Коэффициент потерь трения  $\xi_{тр}^0$  в автомодельной по числу Рейнольдса области, рассчитывается по следующей формуле [10]:

$$\xi_{тр}^0 = 0,02185(0,01065x_1^2 - 2,295x_1 + 160,5) \cdot (0,1055y_1^2 - 0,3427y_1 + 0,295),$$

где  $x_1$  – параметр, учитывающий поворот потока в рабочем венце:

если  $\beta_1 + \beta_2 \leq 110^\circ$ , то  $x_1 = \beta_1 + \beta_2$ ;

если  $\beta_1 + \beta_2 > 110^\circ$ , то  $x_1 = 110^\circ$ ;

$y_1$  – параметр, учитывающий конфузурность венца;

если  $\frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2} \leq 1,7$ , то  $y_1 = \frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2}$ ;

если  $\frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2} > 1,7$ , то  $y_1 = 1,7$ .

67. Коэффициент кромочных потерь  $\xi_{кр}$  рассчитывается по известной формуле [10,12]:

$$\xi_{кр} = 0,4 \frac{r_2}{t_{PK} \cdot \sin\beta_2}.$$



где  $r_2$  – радиус выходной кромки РК. Обычно она выбирается из диапазона  $0,25...1,5\text{мм}$ . Большие значения толщины (свыше  $1\text{мм}$ ) соответствуют охлаждаемым лопаткам.

68. В области малых чисел Рейнольдса ( $Re \leq 10^{-6}$ ) вводится поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные потери, в этом случае [10]:

$$\Delta \xi_{Re \text{ РК}} = \frac{2100}{Re_{\text{РК}}} - 0,0021.$$

В случае, если  $Re > 10^{-6}$ ,  $\Delta \xi_{Re \text{ РК}} = 0$ ;

69. Поправочный коэффициент, учитывающий влияние скорости потока  $\Delta \xi_\lambda$  равен [10]:

$$\Delta \xi_\lambda = (3,61x^3 - 7,22x^2 - 3,87x - 0,26) \cdot (\xi_{\text{тр}}^0 + \xi_{\text{кр}} + \Delta \xi_{Re}),$$

где  $x = \frac{\lambda_{2s}}{\lambda_{\text{сРКопт}}}$ ;

$\lambda_{2s}$  – приведенная изоэнтропическая скорость в выходном сечении рабочей решетки,  $\lambda_{2s} = \lambda_2 / \psi_{\text{РК}}$ ;

$\lambda_{\text{сРКопт}}$  – оптимальная величина  $\lambda_s$  для РК,  $\lambda_{\text{сРКопт}} = 0,8$ ;

70. Коэффициент вторичных потерь рассчитывается по формуле [10]:

$$\xi_{\text{вт}} = 2(\xi_{\text{тр}}^0 + \xi_{\text{кр}} + \Delta \xi_{Re \text{ РК}} + \Delta \xi_\lambda) \cdot \frac{t_{\text{РК}} \sin \beta_2}{h_{2\text{л}}}.$$

71. Итоговый коэффициент потерь в РК  $\xi_{\Sigma \text{СА}}$  равен сумме всех компонентов потерь [10]:

$$\xi_{\Sigma \text{РК}} = \xi_{\text{тр}}^0 + \xi_{\text{кр}} + \xi_{\text{вт}} + \Delta \xi_{Re \text{ РК}} + \Delta \xi_\lambda.$$

72. Уточненное значение коэффициента скорости в РК  $\psi_{РК}$  с учетом всех потерь равно:

$$\psi_{РК} = \sqrt{1 - \xi_{\Sigma РК}}$$

Полученное в результате уточнения значение коэффициента скорости в РК  $\psi_i$  подставляется в качестве исходных данных, и расчет повторяется с расчета течения в РК. В результате расчета будет вновь получено уточненное значение коэффициента скорости  $\psi_{i+1}$ . Если разница между ним и принятым в результате предыдущего уточнения составляет больше 1% то, значение  $\psi_{i+1}$  берется в качестве исходных данных и расчет повторяется вновь. Вновь уточненное значение коэффициента скорости сравнивается с предыдущим до тех пор, пока разница между ними не составит менее 1%. При выполнении этого условия расчет продолжается дальше согласно методике. Схема цикла уточнения коэффициента скорости в РК показана на рис. 2.10.

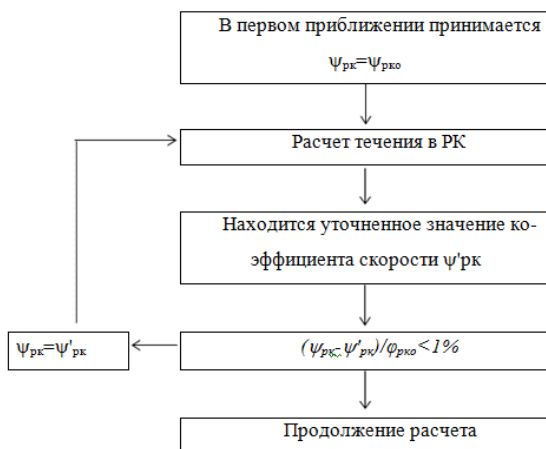


Рис. 2.10. Блок – схема процесса определения коэффициента скорости в РК

### 2.2.9. Расчет КПД ступени

73. Находится изоэнтروпическая работа ступени при расширении до статического и полного давлений:

$$L_{Ts}^* = \frac{kR}{k-1} T_0^* \left( 1 - \left( \frac{p_2^*}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$L_{Ts} = \frac{kR}{k-1} T_0^* \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

74. Степени расширения газов в турбине до полного и статического давлений равны:

$$\pi_{ст}^* = \frac{p_0^*}{p_2^*}; \quad \pi_{ст} = \frac{p_0^*}{p_2}.$$

75. Вычисляется значение параметра нагруженности:

$$Y_T = \frac{u_{ср}}{\sqrt{2L_{Ts}}}.$$

76. Находятся КПД на окружности колеса:  
по статическим параметрам:

$$\eta_u = \frac{c_{1u}u_1 + c_{2u}u_2}{L_{Ts}}, \text{ если } \alpha_2 < 90;$$

$$\eta_u = \frac{c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2}{L_{Ts}}, \text{ если } \alpha_2 > 90;$$

по заторможенным параметрам:

$$\eta_u^* = \frac{c_{1u}u_1 + c_{2u}u_2}{L_{Ts}^*}, \text{ если } \alpha_2 < 90;$$

$$\eta_u^* = \frac{c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2}{L_{Ts}^*}, \text{ если } \alpha_2 > 90.$$

76. Оцениваются потери энергии, вызванные перетеканием рабочего тела в радиальном зазоре без бандажа:

$$\Delta\eta_3 = \bar{\delta}_{p3} \left( 1 + \frac{h_{2л}}{D_{2cp}} \right) \left( 1 + \frac{0,3}{\sin\beta_2} \frac{t_{PK}}{b_{PK}} \right),$$

где  $\bar{\delta}_{p3} = \frac{\delta_{p3}}{h_{2л}}$  - относительная величина радиального зазора. Для ее вычисления необходимо выбрать величину радиального зазора  $\delta_{p3}$ . Это сложная научно – техническая задача, поскольку размер зависит от напряженного и теплового состояния и материалов ротора и статора. Кроме того радиальный зазор меняет свое значение при изменении режима. Поэтому при дальнейшем проектировании турбины величина  $\delta_{p3}$  может быть многократно уточнена. Однако в первом приближении можно принять  $\delta_{p3} = 0,3 \dots 1 \text{ мм}$ .

77. Рассчитываются потери КПД, вызванные трением диска о газ:

$$\Delta\eta_d = \frac{1701}{G_r L_{Ts}} D_{1вт}^2 \left( \frac{u_{1вт}}{100} \right)^3 \rho_{cp},$$

где

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$u_{1\text{ВТ}} = \frac{\pi n D_{1\text{ВТ}}}{60}, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

78. Находится окончательное значение внутреннего КПД, учитывающее потери в проточной части, потери с выходной скоростью, дисковое трение и утечки в РЗ:

по статическим параметрам:

$$\eta_{\text{T}} = \eta_{\text{У}} - \Delta\eta_{\text{З}} - \Delta\eta_{\text{д}};$$

по полным параметрам:

$$\eta_{\text{T}}^* = \eta_{\text{У}}^* - \Delta\eta_{\text{З}} - \Delta\eta_{\text{д}}.$$

Полученное значение КПД следует сравнить со значением, принятым при термодинамическом проектировании ГТД [13]. Желательно, чтобы расчетное значение было не меньше требуемого. В случае если это условие не выполняется, необходимо достигнуть его или максимально возможного значения, варьируя исходными данными, в первую очередь параметрами рабочего процесса турбины  $\frac{L_{\text{У}}}{u_{\text{ср}}^2}$ ,  $\frac{c_{\text{аср}}}{u_{\text{ср}}}$ ,  $\rho_{\text{ср}}$ ,  $\chi = c_{1\text{а}}/c_{2\text{а}}$ ,  $D_{1\text{ср}}/D_{2\text{ср}}$ .

### 2.3. Методика расчета осевой турбины по высоте проточной части

Целью газодинамического расчета ступени турбины по высоте проточной части является определение изменения параметров потока и в первую очередь углов потока по высоте лопатки.

Для проведения расчета необходимо задаться 5.....10 кольцевыми сечениями, расположенными равномерно по высоте лопатки. Положение сечений характеризуется их диаметром  $D_i$ . Причем втулочный диаметр нужно брать на 3.....10 мм (в зависимости от размера лопатки, чем меньше лопатка, тем меньше разница) меньше диаметра втулочной концевой поверхности  $D_{2em}$ . А диаметр периферийного сечения должен быть больше на 3.....10 мм периферийной концевой поверхности  $D_{2к}$  (чем меньше лопатка, тем меньше разница).

Исходными данными для расчета по высоте лопатки являются данные газодинамического расчета по среднему диаметру (см. раздел 2.2). При этом считаются известными  $\alpha_{1cp}$ ,  $\alpha_{2cp}$ ,  $c_{1cp}$ ,  $c_{2cp}$  и другие параметры. В расчете по высоте проточной части полагается, что полное давление на входе в ступень, а также коэффициенты скорости  $\varphi_{CA}$  и  $\psi_{PK}$  не изменяются вдоль радиуса и равны соответствующим значениям этих параметров на среднем диаметре. Также считается, что в контрольных сечениях поток движется по коаксиальным поверхностям, ось которых совпадает с осью турбины.

Расчет осевой турбины по высоте проточной части при использовании закона закрутки  $\alpha = const$  ведется в последовательности приведенной ниже. Методика составлена на основании [2...12].

**2.3.1. Расчет параметров потока на входе в РК осевой турбины с постоянным углом потока в абсолютном движении ( $\alpha = const$ ) по высоте лопатки**

79. Перед расчетом параметров потока на входе в РК следует задаться 5.....10 значениями диаметров сечения на входе в РК  $D_{1i}$  в соответствии со сделанными выше рекомендациями.

80. Для каждого сечения определяется значение температуры газа на входе в РК  $T_{1i}^*$  с учетом радиальной эпюры (см. раздел 2.1.2).

Полная температура потока по радиусу за СА с учетом неравномерности температурного поля определяется следующей формулой:

$$T_{0i}^* = T_{cp}^* K;$$

где  $K$  – это коэффициент радиальной неравномерности поля температур на входе в турбину, который определяется в зависимости от относительного положения сечения в канале по рис.2.4.

81. Находится относительный диаметр сечения:

$$\bar{D}_{1i} = \frac{D_{1i}}{D_{1cp}},$$

где  $D_{1i}$  – диаметр выбранного сечения.

82. Угол выхода потока из СА в абсолютном движении принимается равным углу выхода потока на среднем диаметре:

$$\alpha_{1i} = \alpha_{1cp}, \text{ град.}$$

83. Коэффициент скорости во всех сечениях СА считается равным коэффициенту скорости, принятому в расчете по среднему диаметру:

$$\varphi_{CAi} = \varphi_{CAcp}$$

84. Для закона закрутки  $\alpha = const$  абсолютная скорость в каждом сечении на выходе из СА определяется по следующей формуле:

$$c_{1i} = c_{1cp} \cdot \frac{1}{\overline{D}_{1i}^2 \cos^2 \alpha_{1i}}, \frac{м}{с}$$

85. Для каждого сечения находится окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из СА:

$$c_{1ui} = c_{1i} \cos \alpha_{1i}, \frac{м}{с}$$

86. Осевая составляющая абсолютной скорости на выходе из СА равна:

$$c_{1ai} = c_{1i} \sin \alpha_{1i}, \frac{м}{с}$$

87. Изоэнтروпическая скорость истечения газа из СА в контрольных сечениях вычисляется по формуле:

$$c_{1si} = \frac{c_{1i}}{\varphi_{CAi}}, \frac{м}{с}$$

88. Для неохлаждаемой турбины полная температура газа в СА не меняется:



$$T_{1i}^* = T_{0i}^*, \text{ К.}$$

89. Действительная и идеальная приведенные скорости на выходе из каждого сечения СА определяется по следующим формулам:

$$\lambda_{c1si} = \frac{c_{1si}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{1i}^*}};$$

$$\lambda_{c1i} = \frac{c_{1i}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{1i}^*}}.$$

По величинам приведенных скоростей находятся значения соответствующих им газодинамических функций  $\pi(\lambda_{c1i})$ ;  $\tau(\lambda_{c1i})$ .

90. Статистическое давление за СА в каждом сечении равно:

$$p_{1i} = p_{1i}^* \pi(\lambda_{c1i}), \text{ Па.}$$

91. Статистическая температура потока в каждом сечении за СА равна:

$$T_{1i} = T_{1i}^* \cdot \tau(\lambda_{c1i}), \text{ К}$$

92. Вычисляется плотность газа в каждом сечении на выходе из СА по уравнению Менделеева – Клайперона:

$$\rho_{1i} = \frac{p_{1i}}{RT_{1i}}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

93. Окружная скорость на входе в РК на каждом сечении рассчитывается следующим образом:

$$u_{1i} = u_{1cp} \bar{D}_{1i}, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

94. Окружная составляющая относительной скорости на входе в РК в относительном движении равна:

$$w_{1ui} = c_{1ui} - u_{1i}, \frac{\text{м}}{\text{с}}, \text{ если } u_{1i} < c_{1ui};$$

$$w_{1ui} = u_{1i} - c_{1ui}, \frac{\text{м}}{\text{с}}, \text{ если } u_{1i} > c_{1ui}.$$

95. Угол входа потока в РК в относительном движении определяем по формуле:

$$\beta_{1i} = \arctg \frac{c_{1ai}}{w_{1ui}}, \text{ град, если } u_{1i} < c_{1ui};$$

$$\beta_{1i} = 180 - \arctg \frac{c_{1ai}}{w_{1ui}}, \text{ град, если } u_{1i} > c_{1ui}.$$

96. Вычисляется относительная скорость потока на входе в РК:

$$w_{1i} = \sqrt{w_{1Ui}^2 + c_{1ai}^2}, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

97. Полная температура потока на входе в РК в относительном движении находится по формуле:

$$T_{1wi}^* = T_{1i} + \frac{w_{1i}^2}{2 \frac{kR}{k-1}}, \text{ К.}$$

98. Вычисляется приведенная скорость потока на входе в РК в относительном движении:

$$\lambda_{w1i} = \frac{w_{1i}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{1wi}^*}}$$

По величине приведенной скорости  $\lambda_{w1}$  находится значение газодинамической функции  $\pi(\lambda_{w1})$ :

$$\pi(\lambda_{w1i}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w1i}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

99. Определяется давление потока на входе в РК, заторможенного в относительном движении:

$$p_{1wi}^* = \frac{p_1}{\pi(\lambda_{w1i})}, \text{ Па.}$$

100. Шаг решетки СА на каждом выбранном диаметре равен:

$$t_{CA} = \frac{\pi \bar{D}_{1i}}{Z_{CA}}, \text{ м.}$$

где  $Z_{CA}$  – число лопаток СА.

### ***2.3.2. Расчет параметров потока на выходе из РК осевой турбины по высоте лопатки***

Для проведения расчета параметров потока на выходе РК выбирается 5.....10 значений диаметров сечений на  $D_{2i}$  в

соответствии с соображениями, изложенными в разделе 2.3. Число сечений на входе и выходе РК должно совпадать.

101. Относительный диаметр на выходе РК равен:

$$\bar{D}_{2i} = \frac{D_{2i}}{D_{2cp}}$$

102. Окружная скорость вращения на выходе из РК в каждом сечении определяем по формуле:

$$u_{2i} = u_{2cp} \cdot \bar{D}_{2i}, \frac{м}{с}.$$

103. Если  $\alpha_{2cp}$  выходит за пределы диапазона  $65^\circ \dots 115^\circ$ , то статическое давление на выходе из РК можно считать постоянным по высоте лопатки:

$$p_{2i} = p_{2cp} \text{ Па.}$$

104. Коэффициент скорости в РК считается равным коэффициенту скорости, принятому в расчете по среднему диаметру:

$$\psi_{PKi} = \psi_{PKcp}$$

105. Полная температура в относительном движении на выходе из РК в каждом сечении находится из соотношения:

$$T_{2wi}^* = T_{1wi}^* - \frac{u_{1i}^2 - u_{2i}^2}{\frac{2kR}{k-1}}, \text{ К.}$$

106. При проектировании турбины выгодно проектировать ее таким образом, чтобы работа, подводимая во всех сечениях по высоте, была одинаковой. Данный подход позволит сократить до минимума энергообмен между слоями газа, что является фактором, повышающим КПД. Исходя из этого, окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК может быть найдена следующим образом:

$$c_{2ui} = \frac{(c_{1u}u_1 + c_{2u}u_2)_{\text{ср}} - c_{1ui}u_{1i}}{u_{2i}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}, \text{ если } a_{2\text{ср}}^* < 90^\circ;$$

$$c_{2ui} = \frac{(c_{1u}u_1 + c_{2u}u_2)_{\text{ср}} + c_{1ui}u_{1i}}{u_{2i}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}, \text{ если } a_{2\text{ср}}^* > 90^\circ.$$

107. Окружные составляющие относительной скорости на выходе РК равны:

$$w_{2ui} = u_{2i} - c_{2ui} \frac{\text{м}}{\text{с}}, \text{ если } a_{2\text{ср}}^* < 90^\circ;$$

$$w_{2ui} = u_{2i} + c_{2ui} \frac{\text{м}}{\text{с}}, \text{ если } a_{2\text{ср}}^* > 90^\circ.$$

108. Осевая составляющая абсолютной скорости на выходе РК находится по следующей формуле:

$$c_{2ai} = c_{2ui} \cdot \text{tg} \alpha_2, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

109. Вычисляется абсолютная скорость на выходе из РК в контрольных сечениях:

$$c_{2i} = \frac{c_{2ui}}{\cos \alpha_2}, \frac{\text{М}}{\text{с}}.$$

109. Рассчитывается относительная скорость на выходе РК в контрольных сечениях:

$$w_{2i} = \sqrt{c_{2ai}^2 + w_{2u}^2}, \frac{\text{М}}{\text{с}}.$$

110. Угол выхода потока в относительном движении в каждом сечении находится по следующей формуле:

$$\beta_{2i} = \arctg \frac{c_{2ai}}{w_{2ui}}, \text{град.}$$

111. Шаг решетки СА на каждом выбранном диаметре равен:

$$t_{\text{РК}} = \frac{\pi \bar{D}_{2i}}{Z_{\text{РК}}}, \text{ШТ}$$

где  $Z_{\text{РК}}$  – число лопаток РК.

112. Оценивается величина степени реактивности в каждом сечении:

$$\rho_{\text{ст}i} = \frac{w_{2s}^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2L_{\text{T}S}}.$$

### ***2.3.3. Профилирование лопаток турбомашин***

В результате проведенных расчетов для каждого контрольного сечения проектируемой ступени становятся известными углы входа

и выхода потока в СА и РК, число лопаток, ширины венцов, отношения площадей сечений лопаток, приведенные скорости в каналах и другая информация. На основании полученных данных проводится профилирование лопаточных венцов в принятых контрольных сечениях. Его следует вести в последовательности, изложенной в главе 6 источника [4] или [12]. Внешний вид профиля сечения лопаточного венца в контрольном сечении приведен на рис. 2.11.

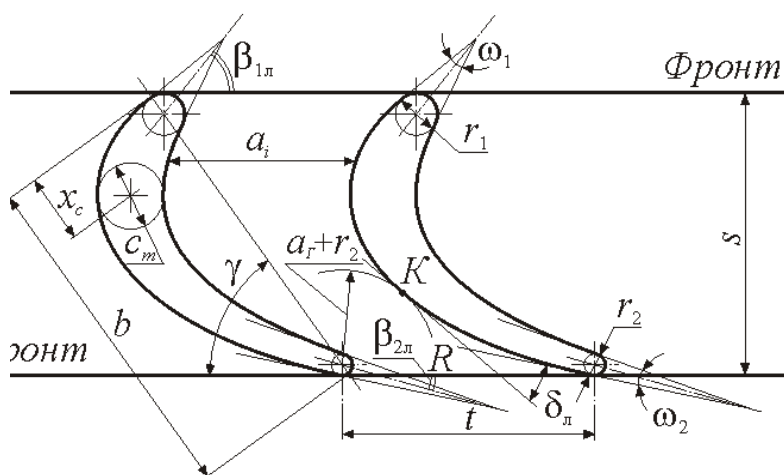


Рис. 2.11. Основные параметры турбинной решетки профилей

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Мамаев Б.И. Методы газодинамического проектирования и совершенствование элементов проточной части турбин авиационных высокотемпературных двигателей. [Текст]//Автореферат диссертации на соискание научной степени доктора технических наук. – Самара: СНТК, 1995. – 300с.
- 2 Mjustapha H, Zelesky M, Baines N Axial and radial turbines [Текст]. Edwards brothers Inc USA, 2003 -358p.
- 3 Батулин О.В. Совершенствование проточной части осевых авиационных турбин при их газодинамической доводке с помощью численных методов газовой динамики. [Текст]//Автореферат диссертации на соискание научной степени кандидатат технических наук. – Самара: СГАУ, 2005. – 24с.
- 4 Белоусов, А.Н. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст]/А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько. - Самара: ФГУП “Издательство Самарский Дом печати”, 2003. – 336с.
- 5 Холщевников, К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст]/ К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432с.
- 6 Jarpike D., Baines N.C., Introduction to Turbomachinery [Текст]. Concept NREC ETI Inc.
- 7 Михальцев, В.Е. Теория и проектирование газовой турбины [Текст]: Учебное пособие по курсу «Лопаточные машины газотурбинных и комбинированных установок. Газовые турбины».– Ч.2.: Теория и проектирование многоступенчатой газовой турбины/ В.Е. Михальцев, В.Д. Моляков. Под. ред. М.И. Осипова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.- 116с.
- 8 Павленко, Г.В. Газодинамический расчет осевой турбины [Текст]: Учеб. пособие/ Г.В. Павленко, В.Г. Волков – Харьков: Изд-во Харьков. Нац. аэрокосм. ун-та «Харьковский авиационный институт», 2007. - 76с.
- 9 Емин, О.Н. Выбор параметров и газодинамический расчет осевых компрессоров и турбин авиационных ГТД [Текст]: Учеб. пособие/ О.Н. Емин, В.Н. Карасев, Ю.А. Ржавин – М.: Дипак, 2004. – 156с.



- 10 Турбины авиационных газотурбинных двигателей. Методика расчета. Руководящий технический материал авиационной техники РТМ 1509-75,1975.
- 11 Абианц, В.Х. Теория газовых турбин реактивных двигателей [Текст]/В.Х. Абианц – М.: Машиностроение, 1979. – 246с.
- 12 Аронов, Б.М., Профилирование лопаток авиационных газовых турбин [Текст]/ Б.М. Аронов, М.И. Жуковский, В.А. Журавлев – М.: Машиностроение, 1978.– 168 с.
- 13 Кулагин, В.В. Теория расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Кн.1. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. Кн.2. [Текст]/ В.В. Кулагин – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.; ил.
- 14 Lewis R. I., 1996, Turbomachinery Performance Analysis [Текст], Elsevier Science & Technology Books.
- 15 Авиационные материалы. Справочник. Том 3. Литейные жаропрочные сплавы и защитные покрытия. Под общей редакцией члена-корреспондента АН СССР Р.Е.Шалина [Текст]/ Москва ОНТИ 1989г. 566 с.
- 16 Белоусов. А.Н. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин [Текст]: учебное пособие/ А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько. - Самара: СГАУ, 2006. – 316 с.

Электронное учебное пособие

*Батурин Олег Витальевич*  
*Матвеев Валерий Николаевич*  
*Попов Григорий Михайлович*

## **ПРОЕКТИРОВАНИЕ СВОБОДНОЙ ТУРБИНЫ В СОСТАВЕ МНОГОКАСКАДНОЙ ТУРБИНЫ ГТД**

Научный редактор  
Редакторская обработка  
Корректорская обработка  
Компьютерная верстка О.В. Батурин, Лапшин В.В.

Самарский государственный  
аэрокосмический университет.  
443086, Самара, Московское шоссе, 34

---

Изд-во Самарского государственного  
аэрокосмического университета.  
443086, Самара, Московское шоссе, 34