

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

**Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный
институт им. С.П.Королева**

Б.И.МАМАКЕ

**ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ**

Учебно-методическое пособие

**Утверждено
редакционным советом института
14 ноября 1968 г.**

Куйбышев - 1969

Настоящее учебно-методическое пособие предназначено для курсового и дипломного проектирования студентами факультета «Двигатели летательных аппаратов». Оно составлено в соответствии с программой курса «Теория и расчет лопаточных машин», читаемого на факультете.

В пособии изложена методика проектно-газодинамического расчета турбин без подробного теоретического и экспериментального обоснования рекомендаций. Поэтому при выполнении проекта следует использовать также литературу по теории газовых турбин (например, [1], [13], [22]).

Пособие может быть использовано и в практической деятельности инженеров, занятых проектированием осевых газовых турбин.

Пособие иллюстрировано примером расчета, при выполнении которого автору помог студент вечернего отделения № 2 КуАИ Н.Г. Гавриков.

Ответственный редактор канд. техн. наук Б.М. АРОНОВ

В В Е Д Е Н И Е

К турбине ВРД предъявляются требования, которые должны быть учтены при расчетном проектировании ее проточной части:

1. Обеспечение заданных циклом значений мощности и к.п.д. в расчетных условиях.
2. Прочностная надежность конструкции в течение заданного ресурса работы.
3. Возможно низкий вес конструкции.

К тому же диаметральные размеры турбины и компрессора не должны сильно отличаться между собой.

Выбор того или иного значения геометрического и газодинамического параметра в турбине часто оказывается противоположным образом на удовлетворении разных требований. Например, снижение окружных скоростей ведет к уменьшению напряженности конструкции и ее веса, но может создать и трудности получения расчетного к.п.д. из-за ухудшения эффективности лопаточных венцов, в которых при снижении окружной скорости растут углы поворота потока; обужение лопаток снижает вес и концевые потери, но увеличивает изгибные напряжения в лопатках и может привести к увеличению профильных потерь из-за уменьшения числа Re и возрастания относительной толщины выходной кромки профиля.

Поэтому принимаются компромиссные решения при выборе параметров турбины в процессе ее расчетного проектирования. Найти же оптимальный вариант часто можно лишь после проведения ряда расчетов.

Расчетное проектирование элементов проточной части турбины складывается из газодинамического расчета и последующего профилирования лопаток. Последнее ведется неразрывно с расчетами на прочность, цель которых — определение запасов прочности лопаток в различных сечениях по длине.

Целью газодинамического расчета являются выбор меридианного сечения проточной части и определение значений параметров потока,

необходимых для оценки к.п.д. турбины, профилирования лопаток, проведения прочностных расчетов, определения тепловое состояние различных элементов конструкции и т.д.

Проектный газодинамический расчет делается на трех последовательных этапах:

1. Предварительный расчет турбины включает распределение теплоперепада по ступеням, оценку реактивности ступеней, выбор законов закрутки лопаток, построение меридианного профиля проточной части и оценку напряжений растяжения от контрольных сил в рабочих лопатках.

2. Детальный расчет ступеней по среднему диаметру состоит в уточнении геометрии меридианного профиля, выборе числа лопаток венцов, определении средних термодинамических и кинематических параметров потока в контрольных сечениях и оценке к.п.д. турбины.

3. Расчет параметров потока на различных радиусах проточной части проводится для нескольких радиусов контрольного сечения, включая корневой и периферийный. В дальнейшем втерполированным определяются параметры на любом радиусе.

Данные этого этапа необходимы для профилирования лопаток.

И с х о д я щ и е д а н н ы е

Схемы проточных частей в меридианном сечении отдельной ступени и многоступенчатой турбины показаны на рис.1.

Обозначение контрольных сечений в ступени следующее: 0 - перед основным венцом, 1 - в межвенцовом зазоре, 2 - за колесом. Согласно этому параметры в сечениях получают соответствующий численный индекс.

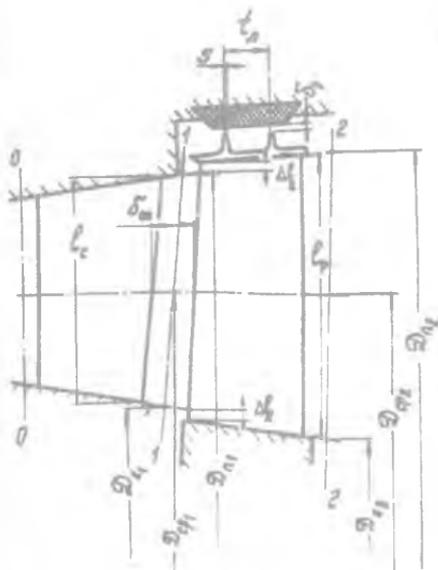
В многоступенчатой турбине меридианый номер ступени обозначается римской цифрой (I, II и т.д. по источку); обозначение сечений в каждой ступени сохраняется прежним, лишь добавляется соответствующий номер ступени (рис.1в).

Конструктивные размеры обозначены так (рис.1):

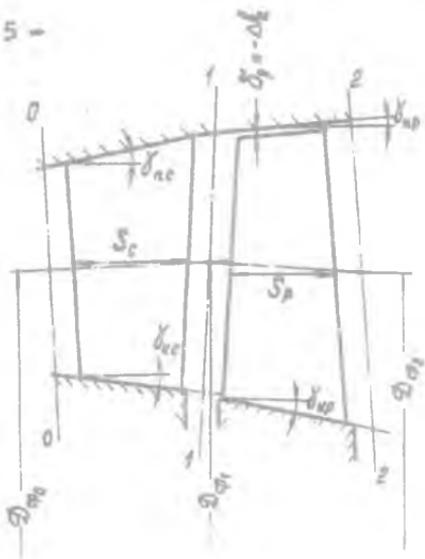
D_n - периферийный диаметр;

D_k - корневой диаметр;

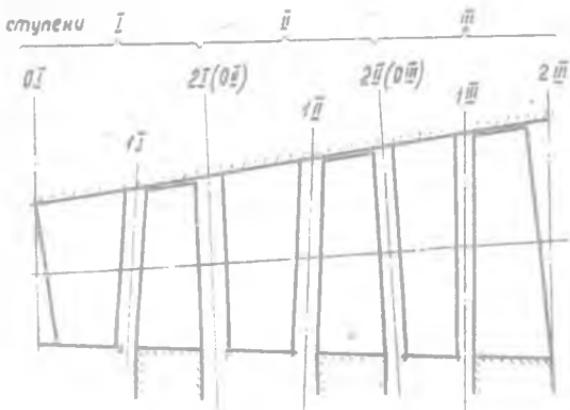
$D_{cp} = \frac{1}{2}(D_n + D_k)$ - средний диаметр;



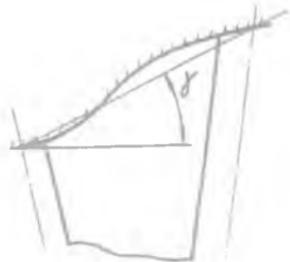
a)



b)



b)



2)

Рис. I. Схемы проточных частей ступени и многоступенчатой турбины. Обозначения контрольных сечений и конструктивных размеров.

- l - длина лопатки;
- S - ширина лопатки;
- $\delta_{ос}$ - осевой зазор между лопаточными венцами;
- δ_p - радиальный зазор в рабочем колесе;
- $\Delta l_n, \Delta l_k$ - перекрытия, периферийная и корневая;
- t_d - шаг гребешков лабиринтного уплотнения;
- s - толщина вершины гребешка лабиринтного уплотнения;
- γ_n, γ_k - углы раскрытия проточной части у периферии и у корня.

Принадлежность к осевому венцу отмечена индексом C , а к рабочему венцу - индексом P .

Крайние контрольные сечения перед турбиной и за ней лежат в декречных плоскостях, касающихся соответственно входной кромки первой осевой лопатки и выходной кромки последней рабочей лопатки (рис. 1а).

Образующая промежуточного контрольного сечения в meridианной плоскости делит пополам межвенцовый участок граничных линий проточной части у корня и периферии. При положительной перекрытии, как на рис. 1а, этот межвенцовый участок образуется линией продолжения границы предыдущего венца; при отрицательной перекрытии, как на рис. 1б у периферии, - границей последующего венца. Осевая площадь в контрольном сечении

$$f_{ос} = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_k^2)$$

При криволинейных обводах проточной части венца углы раскрытия изменяются по длине венца. В таком случае общее раскрытие проточной части в венце характеризуется средним углом наклона к оси прямой линии, проходящей через точки входа в венец и выхода из него на граничной линии (рис. 1г).

Чтобы приступить к газодинамическому расчету турбины, необходимы следующие исходные данные:

а) известные из термодинамического расчета двигателя или определенные в предварительном расчете турбокомпрессора [6] расход газа G_T , полную температуру T^* и давление торможения p_0^* на входе в турбину, температуру T_4^* и давление p_4^* за турбиной, эф-

эффективный теплоперепад $\Delta i_{\text{эфт}}^{*1}$ и значение адиабатического к.п.д. $\eta_{\text{адт}}^{*}$, расход охлаждающего воздуха $G_{\text{охл}}$ и его начальные параметры;

б) определенные в предварительном расчете турбокомпрессора обороты ротора n , число ступеней z_T и примерные значения средней окружной скорости $u_{\text{ср}}$ и диаметра $D_{\text{ср}}$ в турбине;

в) для материалов конструкции из литературы (например, [18]) их удельные веса γ и данные по длительной прочности;

г) диаграммы \bar{p}_i^M , i - функций для газа [1.1], позволяющие с высокой точностью проводить расчеты термодинамических процессов.

Раздел I. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ТУРБИНЫ

Расчет многоступенчатой турбины начинают с распределения теплоперепада $\Delta i_{\text{эфт}}^{*}$ между ступенями, что производится в зависимости от конкретных условий, встречающихся при проектировании.

Общие соображения на этот счет следующие.

Для обеспечения наибольшего к.п.д. турбины теплоперепады в ее ступенях надо увеличивать от первой ступени к последней. Целесообразность этого объясняется более высокими к.п.д. последних ступеней и получаемыми меньшими углами раскрытия проточной части. Кроме того, это распределение теплоперепада повышает к.п.д. турбины на нерасчетных менее нагруженных режимах [1].

По соображениям прочности, наоборот, желательно больший теплоперепад сработать на первой ступени, ибо это снижает температуру газа на входе в ее рабочий венец и в следующую ступень. Увеличение теплоперепада на первой ступени применяется обычно в высокотемпературной турбине ($T_3^* > 1300^\circ \text{ абс}$) для обеспечения необходимой прочности ее первой рабочей лопатки с меньшими затратами охлаждающего воздуха и для создания венцов второй ступени неохлаждаемыми.

Обычно необходимо обеспечить примерно осевой выход потока из турбины. Это требование ограничивает теплоперепад в самой последней ступени, причем ее, как правило, приходится нагружать меньше,

1) Теплоперепад обозначают также через H_T (например, в [6]).

чем предыдущие ступени. Поэтому удобно, прежде всего, найти приемлемое значение теплоперепада в последней ступени [25]. А так как угол выхода из нее при известном теплоперепаде зависит еще от ряда параметров, выбор значений которых связан с габаритами ступени, проектирование турбины (в том числе и одноступенчатой) начинаем с оценки габаритов.

§ I.I. Определение меридианного сечения проточной части турбины

1. Задаем углом α_4 , учитывая, что угол выхода из турбины зависит от ее нагрузки, которая может меняться при изменении режима двигателя, если в нем существует докритический перепад давлений в реактивном сопле, расположенном непосредственно за турбиной.

Если турбина такого двигателя рассчитывается на его максимальном режиме, то значение α_4 следует выбрать в пределах $80+85^\circ$. При этом на крейсерских режимах угол будет несколько возрастать и таким образом сохранится близким к 90° на основных режимах двигателя. По тем же соображениям при расчете турбины на крейсерском режиме значение α_4 нужно задавать в пределах $90+100^\circ$.

Эти рекомендации не относятся к сильно загруженным турбинам, характеризующимся параметром $\psi_T = u_{cp} \sqrt{z_T} / c_{адТ} < 0,45$. Такие значения ψ_T нередко получают, когда с целью снижения веса или осевых габаритов турбины сокращают число ее ступеней. При этом α_4 может быть и меньше 60° и для создания нормальных условий работы сопла и других затурбинных узлов целесообразно за турбиной установить спрямляющую решетку. Потери энергии в решетке относятся в термодинамическом расчете двигателя к потерям в турбине.

2. Выбираем значение приведенной выходной скорости λ_{c_4} из следующих рекомендуемых диапазонов: для ТРД - от 0,5 до 0,6, для ДТРД - 0,4+0,6, для ТВД - 0,5+0,7.

Большие скорости приводят к снижению к.п.д. турбины и приближают ее к пределу расширительной способности, а также ухудшают работу затурбинного устройства. Поэтому во всех случаях, когда

позволяет габариты и прочность турбины, желательно иметь больше λ_{c_4} .

Однако уменьшение λ_{c_4} ниже 0,35 уже невыгодно, так как вызывает значительное увеличение габаритов без заметного повышения к.п.д. Последнее объясняется тем, что удлинение лопаток при заданном расходе газа уменьшает углы потока, а это может снизить эффективность рабочего венна вследствие роста углов изгиба профилей, роста относительной толщины выходной кромки и возможного возникновения диффузорности межлопаточного канала в корневых сечениях [I]. Во избежание диффузорности надо увеличить реактивность ступени, но тогда растет закрутка потока за колесом и усиливается влияние радиального зазора.

При выборе значения λ_{c_4} следует учитывать и характер процессов за турбиной. В частности, если в ДТРД предусмотрено сжатие потоков обеих контуров, то для обеспечения высокого к.п.д. реактивного сопла внутреннего контура нужно иметь $\lambda_{c_4} < 0,5$.

Отметим здесь, что только в последней ступени рекомендуются $\lambda_{c_4} = 0,5+0,7$ (как и в одноступенчатой турбине). Скорости на выходе из промежуточных ступеней λ_{c_2} могут быть значительно меньше (приблизительно до 0,25).

3. Определяем абсолютную и осевую скорости потока на выходе из турбины

$$c_4 = \lambda_{c_4} \cdot a_{кр4}; \quad c_{4a} = c_4 \sin \alpha_4,$$

причем критическая скорость газа находится по зависимости рис.2 для заданной T_4^* .

4. Теплоперепад в ккал/кг, соответствующий скорости c_4

$$\Delta i_{c_4} = \frac{c_4^2}{8380}$$

5. Статическая энтальпия газа на выходе

$$i_4 = i_4^* - \Delta i_{c_4}$$

По диаграмме термодинамических функций газа [II] определяем значения T_4 и π_4 .

6. Статическое давление на выходе из турбины

$$P_4 = P_4^* \frac{\pi_4}{\pi_4^*}$$

7. Удельный вес газа

$$\gamma_4 = \frac{P_4}{R T_4}$$

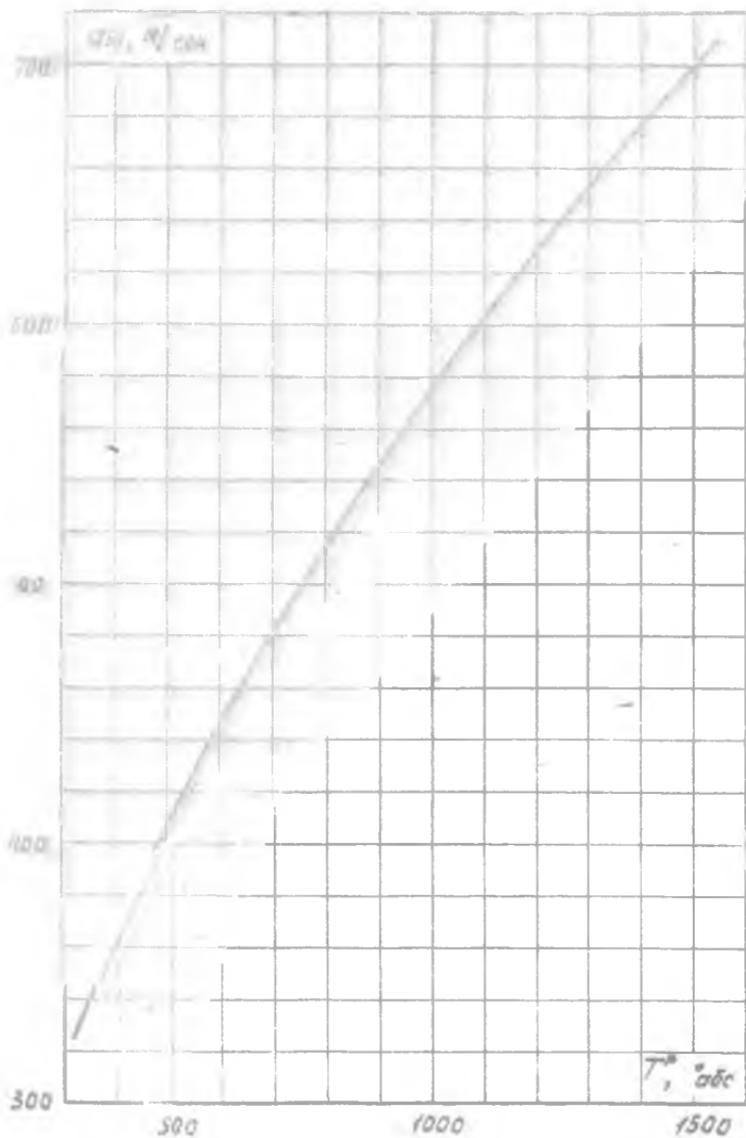


Рис.2. Критическая скорость звука в газе.

где ρ в кг/м², если R в кг/м

8. Осевая площадь сечения проточной части на входе

$$f_{ос4} = \frac{G_{г4}}{C_{д4}}$$

9. Длина проточной части в сечении на входе

$$l_4 = \frac{f_{ос4}}{\pi D_{ср}}$$

В двигателе с осевым компрессором периферийный диаметр турбины $D_n = D_{ср} + l_4$ обычно близок к диаметру компрессора и не должен превышать его более, чем на 10-20 %, во избежание чрезмерного увеличения веса и габаритов двигателя [1], [26].

10. Вычисляем отношение $\theta_{р2} = D_{ср} / l_4$ в рабочем венце (здесь z - порядковый номер последней ступени).

Исследования лопаточных венцов показывают, что при низких $\theta < \theta_{кр}$ в корневых сечениях возникает острый, резко ухудшающий работу ступени пени. Указать заранее критическую величину $\theta_{кр}$ трудно. Поэтому нужно следить, чтобы полученное значение θ не было меньше предельного $\theta = 2,7$, встречающегося в современных конструкциях последних ступеней [8], [14].

Обычно в турбинах ТРД и ДТРД встречаются $\theta_{р2} = 3,5-5,0$, а в турбинах ТВД - несколько меньше. Большие значения θ в последней ступени нежелательны, поскольку увеличивают концевые потери в венцах турбины из-за укорачивания лопаток.

Увеличение θ в проектируемом венце достигается повышением $D_{ср}$ и $C_{д}$.

11. Оцениваем напряжение растяжения у корня рабочей лопатки:

$$\sigma_p \approx 0,0204 \gamma_M u_{ср}^2 \frac{1}{\theta} \Phi \quad \text{кг/см}^2,$$

где γ_M - удельный вес материала лопатки, в гс/см³ [18], $u_{ср}$ - в м/сек.

Предварительно коэффициент формы лопатки Φ можно взять 0,5-0,62 [26], причем большие значения относятся к обандаженным лопаткам, в которых по сравнению с необандаженными отношение площадей сечений периферийного к корневому больше, а закон изменения площади поперечных сечений лопатки по длине ближе к линейному. В

дальнейшем величину напряжений в лопатке можно уточнить, проведя подробный расчет лопатки на прочность после профилирования.

При использовании в конструкции обычных для настоящего времени лопаточных жаропрочных материалов желательно, чтобы σ_p не превышало $2000+2500 \text{ кг/см}^2$ [1].

В особых случаях (например, при очень низких T_3^* либо коротком ресурсе двигателя) допустимы и более высокие значения σ_p .

Напряжение падает, если уменьшить u_{cp} или увеличить θ , повысив λ_d .

Обычно лопатки разрушаются не от статических напряжений растяжения и изгиба, которые легко определяются, а от вибрационных напряжений, которые не поддаются расчету и могут достигать больших значений, особенно в длинных лопатках последних ступеней. Поэтому по соображениям прочности выгодно применять обандаженные лопатки; постановка полок хотя и приводит к увеличению σ_p , но позволяет избавиться от опасных вибраций даже при узких лопатках. К тому же применение лопаток с полками заметно повышает к.п.д. турбины.

12. Назначаем степень реактивности ступени на среднем диаметре β_{cp} . Известно (см. например, [13]), что значение β_{cp} целесообразно повышать от ступени к ступени с ростом длины лопаток. Поэтому, если в первых ступенях $\beta_{cp} = 0,2+0,35$, то в последних доходит до $0,4+0,55$.

13. В работе [25] получены уравнения, связывающие параметр нагрузки ступени $\psi = u/91,53\sqrt{\Delta i_{ad}^*}$, угол выхода, степень реактивности и отношение скоростей $\bar{c}_{a2} = c_{a2}/u$. Соответствующая этим уравнениям зависимость приведена на рис.3 (расчет при $\eta_T^* = 0,9$).

Определив в последней ступени $\bar{c}_{a2} = c_{a4}/u_{cp}$ и используя данные рис.3, находим значение ψ_z , отвечающее выбранному ранее β_{cp} и α_4 . Желательно, чтобы значение ψ_z не превышало параметр $\psi_T = u_{cp}\sqrt{z_T}/91,53\sqrt{\Delta i_{adT}^*}$ более, чем на $12+15\%$. В противном случае загрузка ступеней получается весьма неравномерной, и это отрицательно сказывается на эффективности турбины.

Снизить потребное ψ_z можно, уменьшив значения α_4 и β_{cp} .

Если значение ψ в ступени известно (например, рассчитывается одноступенчатая турбина), то, определив \bar{c}_{a2} , следует по данным рис.3 найти значение β_{cp} , отвечающее выбранному α_4 .

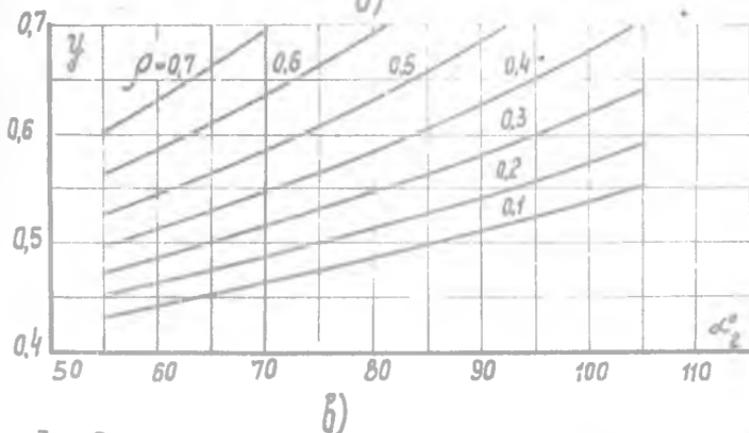
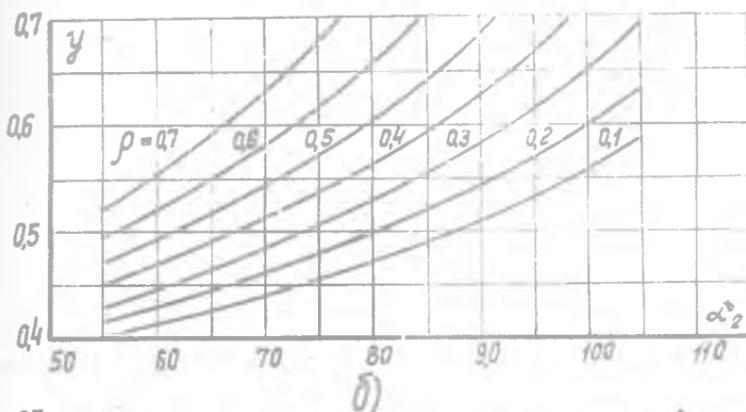
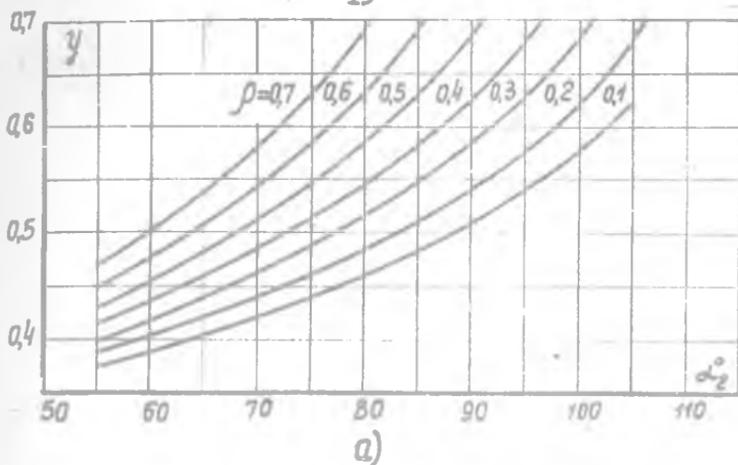


Рис.3. Зависимость параметра y от угла выхода потока α_2 для различных степеней реактивности ступени: а - $\bar{c}_{a_2} = 1,1$; б - $\bar{c}_{a_2} = 0,8$; в - $\bar{c}_{a_2} = 0,5$. (При $\alpha_2 = 90^\circ$ подходит график для любого \bar{c}_{a_2}).

14. Адиабатический теплоперевал в последней ступени

$$\Delta i_{ad_2}^* = \frac{u_{ср}^2}{8380 y_2^2} \quad \text{ккал/кг.}$$

15. К.п.д. многоступенчатой турбины $\eta_{адТ}^*$ из-за возврата тепла выше среднего значения к.п.д. ступеней, из которых составлена турбина. Среднее значение $\eta_{адсм}^*$ находится в зависимости от заданных $\eta_{адТ}^*$, числа ступеней z_T и степени понижения давления в турбине $\varepsilon_T = p_3^*/p_4^*$ по кривым рис.4, построенным в соответствии с [1].

16. Эффективный теплоперевал в последней ступени

$$\Delta i_{эф_2}^* = \Delta i_{ад_2}^* \cdot \eta_{адсм}^*$$

17. В турбине с неохлаждаемыми лопатками теплоперевал ($\Delta i_{эс_2}^* - \Delta i_{эпр_2}^*$) следует распределить примерно равномерно по всем ступеням, предшествующим последней. Так не следует поступить с теплоперевалом, оставшимся в изоколотемпературной турбине на неохлаждаемые ступени. Эти варианты достаточно благоприятны для получения высокого к.п.д. турбины.

Оцениваем габариты турбины в сечении на входе в нее.

18. Дадется значением приведенной скорости λ_3 в диапазоне 0,15-0,30. Меньшим λ_3 отвечает турбина с более длинными лопатками и плоскими очертаниями проточной части, но одновременно и с большим весом.

Правильность выбора значения λ_3 проверяется в детальном расчете в связи с требованием обеспечить приемлемый угол α_1 в первой ступени.

19. Для заданного T_3^* находим по рис.2 скорость $a_{кр3}$ и далее вычисляем абсолютную скорость $c_3 = \lambda_3 a_{кр3}$, причем она может быть как меньше, так и больше скорости на входе в камеру сгорания.

20. Теплоперевал, соответствующий скорости входа в турбину

$$\Delta i_{c_3} = \frac{c_3^2}{8380}$$

21. Статическая энтальпия в сечении на входе

$$i_3 = i_3^* - \Delta i_{c_3}$$

Теперь из диаграммы находим значения π_3 и T_3 .

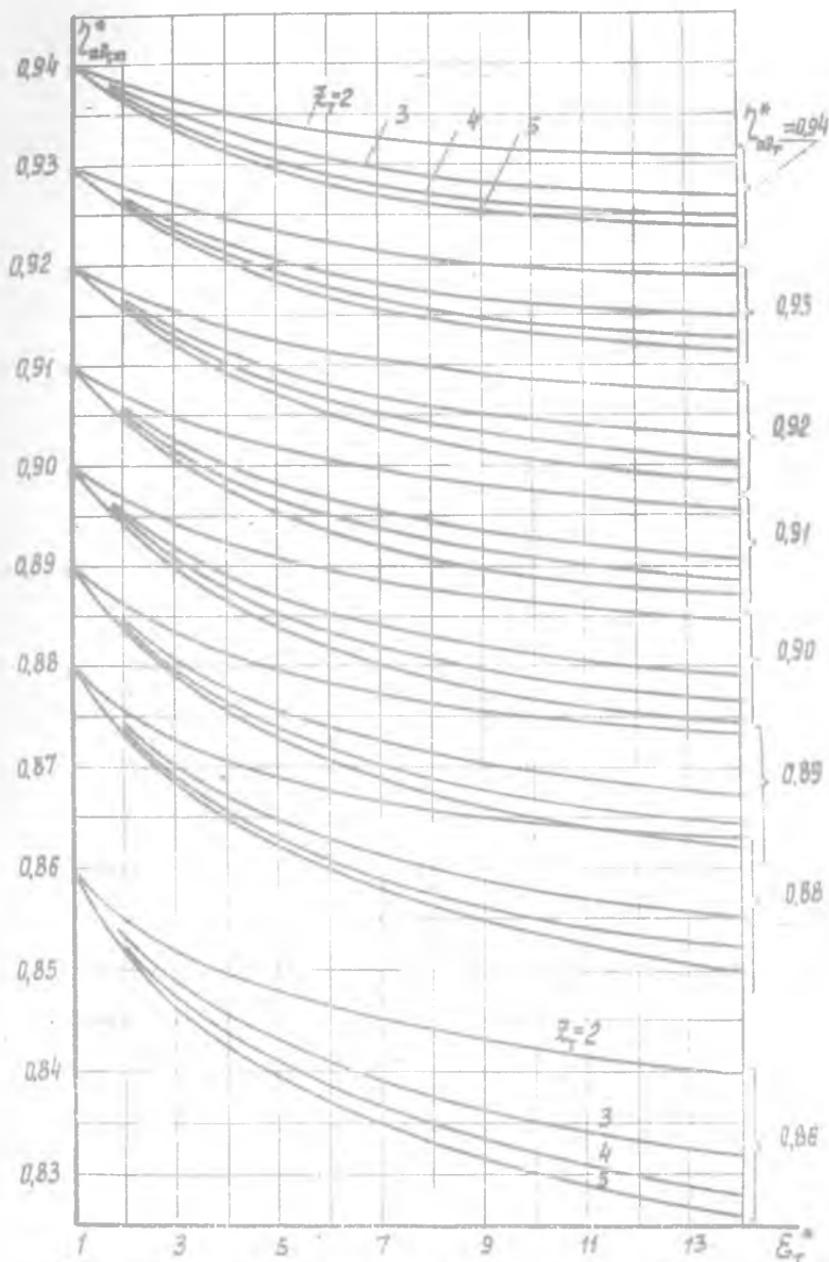


Рис. 4. Зависимость среднего к.п.д. ступени в многоступенчатой турбине $\gamma_{адсм}^*$ от ϵ_T^* при различных z_T и к.п.д. турбины $\gamma_{адт}^*$.

22. Статическое давление и удельный вес газа

$$p_3 = p_3^* \frac{\pi_3}{\pi_3^*}, \quad \gamma_3 = \frac{p_3}{R T_3}$$

23. Осевая площадь сечения проточной части на входе

$$f_{ос3} = \frac{G_{r3}}{c_3 \gamma_3}$$

В уравнении принято $\alpha_3 = 90^\circ$, что обычно справедливо для сечения на выходе из камеры сгорания.

24. Форма проточной части турбины в определенной степени зависит от загрузки ступеней, в частности, величину $D_{ср}$ целесообразно повышать в более нагруженных ступенях. При этом желательно, чтобы величины $D_{ср}$ в первой и последней ступенях были конструктивно согласованы в пределах $D_{ср3} \approx (0,8+1,2) \cdot D_{ср4}$ [7].

В ДТРД часто значение $D_{ср}$ падает в направлении от первой ступени к последней. Этим снижают параметр ψ в ступенях низкого давления и уменьшают диаметральные габариты турбины. Последнее выгодно и с точки зрения уменьшения габаритов двигателя в целом, поскольку здесь турбину окружает второй контур.

В ТВД, наоборот, $D_{ср}$ чаще увеличивает к последним ступеням с целью повышения в них значений ψ и θ .

В турбинах ТРД в равной мере встречаются оба эти варианта.

Учтя приведенные сведения уже при выборе $D_{ср3}$, находим длину проточной части на входе в турбину:

$$l_3 = \frac{f_{ос3}}{\pi D_{ср3}}$$

Приступаем к построению меридианного сечения проточной части (или и уточнению его параметров, определенных в предварительном расчете турбокомпрессора [6]). Здесь требуется, как правило, несколько попыток. К тому же размеры могут уточняться в дальнейшем при детальном расчете ступеней.

25. На выборе значений удлинений лопаток $l/S_{ср}$ сказываются особенности конструкции турбины и ряд соображений гидродинамики.

Как уже отмечалось во введении, удлинение лопатки (а следовательно, уменьшение ширины и хорды профиля) имеет целью снижение веса, осевого габарита и концевых потерь в турбине. Но надо учитывать, что при заданной толщине выходной кромки, - а ее мини-

маленькая величина, определяемая условиями прочности и технологии, вряд ли может быть уменьшена, — уменьшение хорды приводит к росту кромочных потерь [8]. Кроме того, с ростом удлинения увеличивается раскрытие венца и падает число Re , что также повышает потери.

Большое удлинение нецелесообразно применять в венце с внутренним воздушным охлаждением лопаток, где оно не дает существенного выигрыша по весу и вместе с тем серьезно препятствует созданию эффективно охлаждаемой лопатки.

На рис. 5 показаны средние значения l/S_{cp} турбин отечественных и зарубежных ВРД. Отклонения от средних значений достигают примерно $\pm 30\%$. Наибольшие удлинения рабочих лопаток встречаются в турбинах, имеющих бакдажирование, а наименьшие удлинения сопловых лопаток — в турбинах с очень жестким статором.

26. Большой осевой зазор δ_{oc} в ступени хорош с точки зрения вибрационной надежности рабочих лопаток, но увеличивает вес и габариты турбины. Кроме того, опыты показали, что в реактивных ступенях увеличение δ_{oc} сверх некоторого оптимального значения существенно снижает к.п.д. за счет роста потерь перемешивания и трения о концевые стенки [1], [5].

Оптимальный зазор находится приблизительно в пределах

$\delta_{oc} = (0,05 + 0,1)l$; меньшее значение коэффициента относится к малым θ_1 и плохому уплотнению зазора, большее — к большим θ_1 и хорошему уплотнению [8]. Обычно в турбинах ВРД $\delta_{ocк} = 8 + 15$ мм и зазор может несколько увеличиваться к периферии.

Минимальный зазор, определяемый точностью сборки и тепловыми расширениями на неустановившихся режимах, зависит от конструктивных и эксплуатационных факторов, не поддающихся априорному учету. Его величина в многоступенчатой турбине постепенно возрастает к выходу из нее.

27. Угол раскрытия венцов γ не рекомендуется делать больше $15 + 18^\circ$ во избежание дополнительных потерь.

Концевые обводы проточной части выполняются без резких вылетов при переходе от одного венца к другому. Обводы в последнем рабочем венце оформляются с учетом характера обводов затурбинного устройства. Обычно в этом венце для улучшения условий входа в затурбинное устройство угол γ желательно сделать небольшим, а

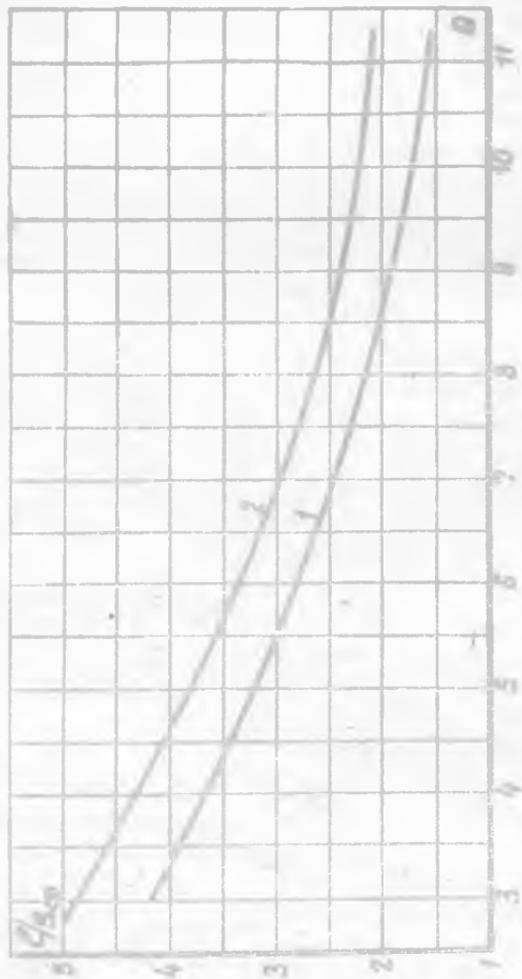


Рис. 5. Крайние пределы удельной массы и объема осевших ВГА:
1 - средняя масса; 2 - рабочая масса.

угла γ_k^* несколько увеличить для снижения габаритов и веса обтекателя диска последнего колеса.

В случае больших углов γ , который может возникнуть, если взять малые λ_d и высокие удлиненные лопатки, для снижения потерь выгодно применять криволинейный обвод, как на рис.1г. При таком обводе раскрытие венца заканчивается, в основном, до входа в косой срез решетки, т.е. на участке, где межлопаточный канал сужается и где раскрытие не столь опасно. Местные углы γ при этом могут достигать 30° и более.

28. Ширина лопаток обычно уменьшается от периферии к корню в сопловом венце и от корня к периферии в рабочем. Это помогает выдержать близкие к оптимальным плотности решеток в различных сечениях по радиусу. Относительное уменьшение ширины увеличивается, как правило, с ростом относительной длины лопаток. Если отношение S_n/S_K для сопловых лопаток первых ступеней 1,0+1,15, то в последних ступенях достигает 1,3+1,5. Соответственно, для рабочих лопаток первых ступеней $S_n/S_K = 0,9+0,8$, а последних - 0,7+0,6 и даже меньше.

Окончательная форма лопаток в meridианном сечении является в результате их профилирования.

Построив meridианное сечение проточной части, проводим контрольные сечения и в каждом из них находим D_n, D_K, D_{cp}, f_{oc} , длину $l = \frac{1}{2}(D_n - D_K)$, отношение $\Theta = D_{cp}/l$, окружную скорость U_{cp} , а также определяем ширины лопаток S_K^*, S_n и S_{cp} .

§ 1.2. Расчет параметров потока в сечениях между ступенями

В случае многоступенчатой турбины проведем оценку величин и некоторых кинематических параметров потока в сечениях между ступенями (рис.6).

Начинаем последовательно со входа во вторую ступень, учитывая, что параметр на входе в первую ступень (в сечении 0I) известен.

29. Полная энтальпия на входе во вторую ступень

$$i_{02}^* = i_{01}^* - \Delta i_{эф1}^*$$

Из диаграммы [II] находим температуру T_{02}^* и π_{02}^* .

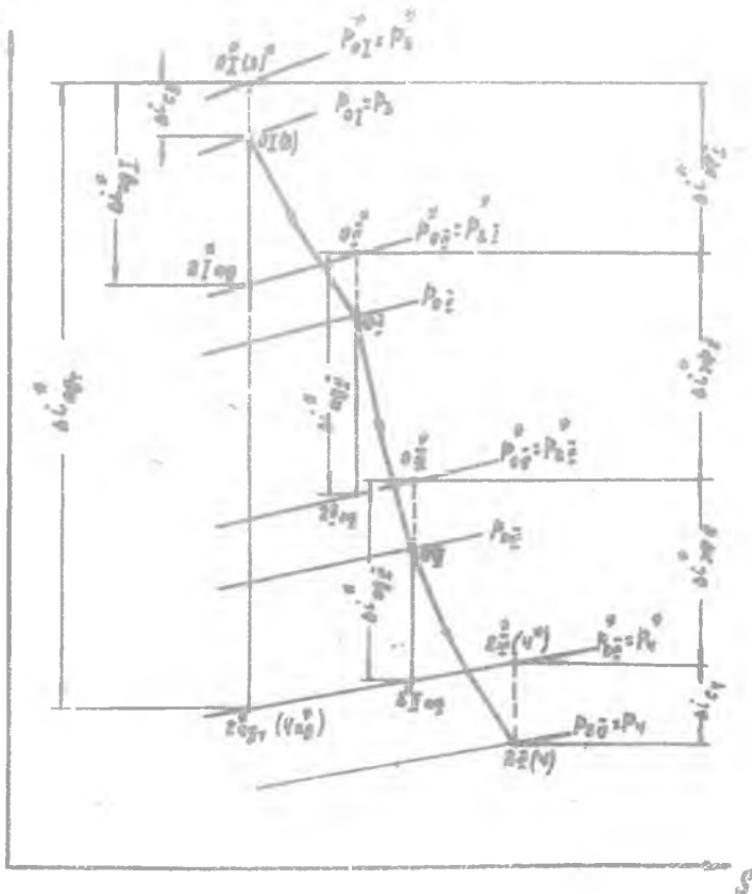


Рис.6. Процесс расширения в трехступенчатой турбине.

30. Адиабатический теплоперевод в первой ступени

$$\Delta i_{ад1}^* = \frac{\Delta i_{эф1}^*}{\eta_{адст1}^*},$$

где $\eta_{адст1}^*$ - найденный ранее средний к.п.д. ступени в турбине.

31. Полная энтальпия на выходе из первой ступени при адиабатическом расширении в ней

$$i_{ад21}^* = i_{o1}^* - \Delta i_{ад1}^*.$$

Из диаграммы находим $\pi_{ад21}^*$.

32. Полное давление на входе во вторую ступень

$$p_{oII}^* = p_{oI}^* \frac{\pi_{ад21}^*}{\pi_{oI}^*}.$$

33. Если в I-ой (т.е. в предшествующей) ступени $y_{oI} > 0,5$, то можно принять $\alpha_{oI} = 70+80^\circ$; при меньших y_{oI} угол α_{oI} может снижаться на $10+20^\circ$.

34. Приведенная плотность потока (для $K = \frac{c_p}{c_v} = 1,33, R_p = 29,36$ кгм/кг.град)

$$q(\lambda_{oI}) = \frac{G_{oI} \sqrt{T_{oI}^*}}{3893 p_{oI}^* f_{ос оI} \sin \alpha_{oI}}$$

Здесь p^* в кг/см². Из таблиц газодинамических функций (например, в [22]) находим λ_{oI} и $q(\lambda_{oI})$.

35. Критическую скорость в осевом венце II ступени $a_{крoII}$ находим по рис.2 в зависимости от T_{oI}^* .

36. Абсолютная скорость

$$c_{oII} = \lambda_{oII} \cdot a_{крoII}.$$

37. Осевая составляющая абсолютной скорости

$$c_{a oII} = c_{oII} \sin \alpha_{oII}.$$

38. Отношение скоростей

$$\bar{c}_{a 21} = c_{a oII} / u_{ср oII}.$$

39. Зная величины y_{oI} и $\bar{c}_{a 21}$, определяем по рис.3 значение степени реактивности первой ступени $\beta_{ср I}$, отвечающее выбранному α_{oI} . (Значение $\beta_{ср I}$ должно быть согласовано с приведенными в п.12 соотношениями по выбору реактивности ступеней. При необходимости увеличить $\beta_{ср I}$ выбирается меньший угол α_{oI} , и наоборот).

40. Статическое давление

$$P_{ст} = P_{ст}^* \pi (\lambda_{ст})$$

Аналогичным образом далее оцениваются параметры на входе в турбину и для последующих ступеней, в том числе и для ступени сдувания.

41. Радиальный зазор δ_p между рабочими колесами и корпусом турбины в горячем состоянии принимается равным 0,341,9 % от ширины рабочей кромки [22].

Если применены ободчатые колесики с лобовыми уплотнениями вала (см. рис. 1а), то обычно число зубьев $Z = 2+4$, шаг $t_z = 3-7$ мм, толщина $s = 0,2+0,5$ мм. Чем больше количество колесиков δ_p , тем больше t_z , наоборот.

Примерный расчет на валу колесиков. Можно предположить, в зависимости от работы турбины или ступени ее сдувания.

Глава II. ДЕТАЛЬНЫЙ РАСЧЕТ СТУПЕНИ ПО СТУПЕНИ

Расчет любой ступени турбины производится в порядке, изложенном выше. Диаметры 1-9 процессом усложнения в ступени вычисляются по рис. 7.

1. Энергетическая функция

$$H_{ст} = H_0 \frac{P_1}{P_0}$$

Из диаметров [11] находят величину эквивалентной ступени $i_{2ст}$ при адiabатическом расширении и для данного статического давления p_2 .

2. Адiabатический теплообмен в ступени

$$\Delta i_{ст} = i_0 - i_{2ст}$$

Хотелось бы, чтобы $\lambda_{c_{1ад}} = 0,65 \pm 0,95$, и в любом случае не рекомендуется $\lambda_{c_{1ад}} > 1,1 \pm 1,15$. К уменьшению величины $\lambda_{c_{1ад}}$ ведет увеличение $\rho_{ср}$ и снижение теплопередачи в ступени.

6. Навиваем ориентировочно коэффициент скорости φ , учитывающий потери в секловом венце, в диапазоне $0,96 \pm 0,98$. (В дальнейшем величина φ уточняется).

7. Приведенная скорость истечения

$$\lambda_{c_1} = \varphi \lambda_{c_{1ад}}$$

По таблицам газодинамических функций находим значение $q(\lambda_{c_1})$.

8. Приближенное значение угла выхода потока из соплового венца

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{G_{r_1} \sqrt{T_0^*}}{3893 \rho_0^* \sigma_1^* f_{ос_1} q(\lambda_{c_1})}$$

причем значение σ_1^* находится по рис.8 в зависимости от $\lambda_{c_{1ад}}$ и φ , а ρ_0^* подставляется в кг/см².

Угол α_1 не следует делать меньше $14 \pm 15^\circ$, так как при этом резко возрастают потери в корневых сечениях венцов, где возможны отрывы потока.

Обычно в первой ступени многоступенчатой турбины $\alpha_1 = 15 \pm 25^\circ$, и далее к выходу из турбины угол постепенно возрастает, достигая в последней ступени иногда $40 \pm 45^\circ$.

Увеличение α_1 достигается уменьшением $f_{ос_1}$. Кроме того, при дозвуковых λ_{c_1} угол α_1 несколько увеличивается, если повысить $\rho_{ср}$.

9. Выявленные параметры соплового венца следует проверить с точки зрения правильности выбора корневой реактивности ρ_K .

Для получения максимального в.п.д. значение ρ_K должно быть небольшим положительным порядка $0,05 \pm 0,1$ [8], [20]. Отрицательные значения ρ_K опасны из-за возможности отрыва в корневых сечениях. Высокие положительные значения ρ_K приводит к увеличению периферийной реактивности, а это также может снизить эффективность ступени из-за увеличения утечек через радиальный зазор.

В последних ступенях турбины ДТРД и ТВД, где на нерасчетных режимах возможны значительные снижения ρ_K , целесообразным несколько повысить расчетные значения ρ_K (до $\sim 0,15$). Значения $\rho_K > 0,1$ приемлемы и в ступенях с большими θ (больше 10).

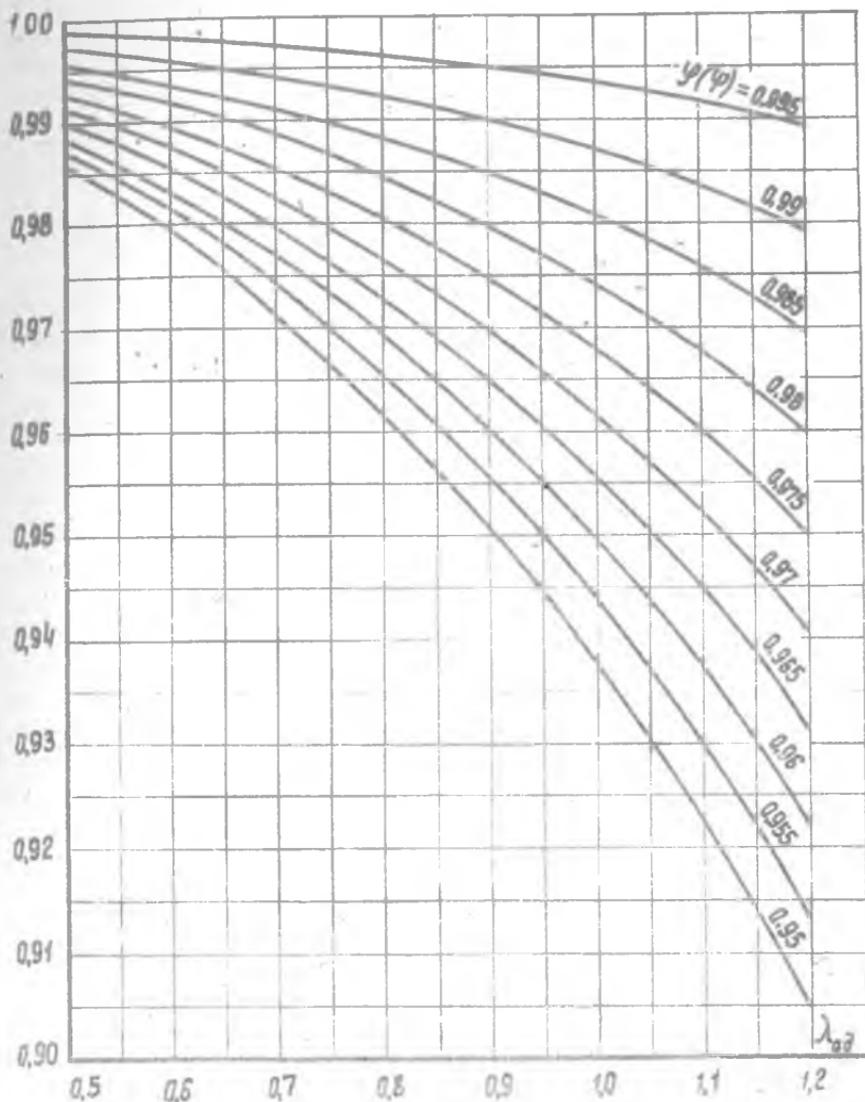


Рис.8. Коэффициент давления σ^* в зависимости от приведенной адиабатической скорости $\lambda_{ад}$ и коэффициента скорости ψ (или ϕ).

Расчет по формуле $\sigma^* = \frac{\pi(\lambda_{ад})}{\pi(\lambda)}$ для $K = c_p/c_v = 1,33$.

При радиально установленном сопловых лопатках (рис.9а) реактивность ρ_k определяется по следующей формуле (для загрузки $\alpha_1 = \text{const}$):

$$\rho_k = 1 - (1 - \rho_{cp}) \left(\frac{\theta_1}{\theta_1 - 1} \right)^{2\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}$$

Если значение ρ_k получилось слишком низким, то нужно принять меры по увеличению ρ_{cp} или $\theta_1 = \tau_{cp} / \tau_1$.

Повышение ρ_k при заданных ρ_{cp} и θ_1 достигается наклоном сопловых лопаток по потоку (рис.9б). Лопатки, криволинейные по хорде и корневые сечения, уменьшают потери в этих сечениях, а также в радиальном зазоре, поскольку при наклоне уменьшается периферийная реактивность. Следовательно, выгодные сопловые лопатки целесообразно применять для обеспечения высокого к.п.д. А тому же, они повышают вибрационную надежность рабочих лопаток [8].

Использование наклонных лопаток в последней ступени с малым ψ_2 дает дополнительную выгоду: позволяя снизить ρ_{cp} и повысить α_4 , ведет к уменьшению потерь в затрубном устройстве.

Метод расчета венцов с наклонными лопатками и рекомендации по их применению разработаны в МЭИ [8-10].

Угол наклона ν выбираем не более 10° ; с уменьшением θ_1 и ростом α_1 он сжимается. Например, для $\theta_1 = 3$ $\nu_{cp} = 3+4^\circ$. Полное искривление ρ по радиусу нецелесообразно, а больше ν_0 приводит к существенному возрастанию потерь в периферийных сечениях.

Значения ν_{cp} подбираем методом проб и ошибок с помощью графиков рис.10. По ним для известных θ_1 и α_1 и назначенного ν_{cp} находим R , после чего определяем корневую реактивность:

$$\rho_k = 1 - (1 - \rho_{cp}) \frac{1}{R}$$

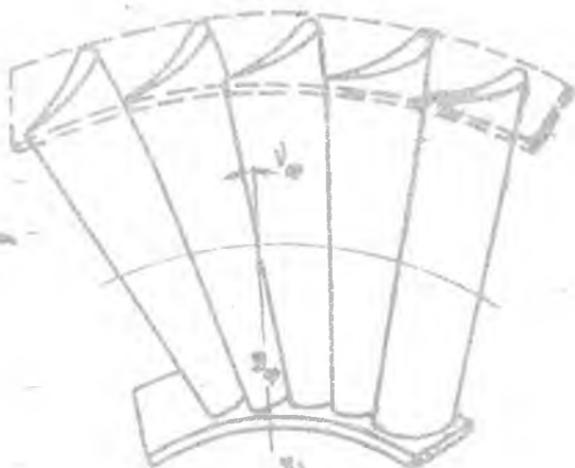
Нужен угол ν_{cp} , обеспечивающий приемлемое значение ρ_k .

Далее определяем коэффициент потерь в сопловом венце ζ_{cp} .

10. Минимальный коэффициент потерь на трение $\zeta_{тр min}$ определен по графику рис.11 в функции сумм углов $\alpha_1 + \alpha_2$ и параметра конфузурности k_c [12]. График получен по результатам продувок, проведенных при низкой степени турбулентности набегающего на преле рывки потока $E_0 = 1,5\%$, и относится к величинам $Re \sim 8 \cdot 10^5$ и $\lambda_{с1а2} = 0,8$.



a)



b)

Рис.9. Схемы сопловых вставок

а) - радиально установленные лопатки; б) - осевые лопатки.

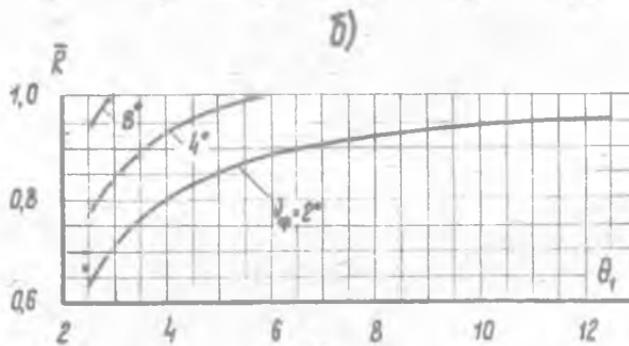
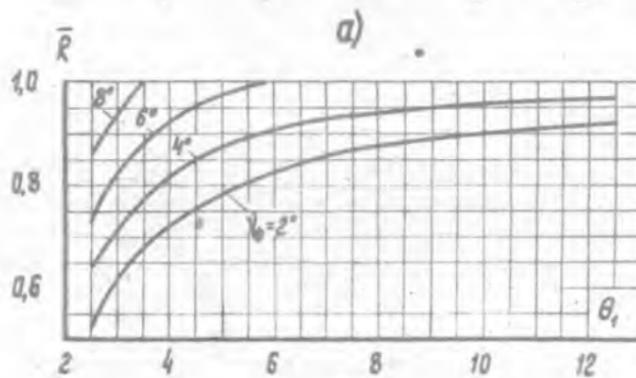
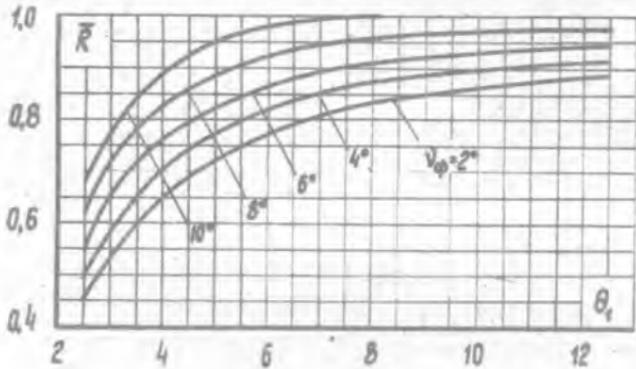


Рис.10. Зависимость отношения $\bar{R} = \frac{1-\rho_{ср}}{1-\rho_{к}}$ от θ_1 в ступени с наклонными на различных угол $\varphi_{ср}$ сопловыми лопатками. Расчет согласно [4] без учета кривизны линий тока при $\varphi^2 = 0,96$ и l/s по кривой I рис.5.

а) - $\alpha_1 = 15^\circ$; б) - $\alpha_1 = 25^\circ$; в) - $\alpha_1 = 35^\circ$.

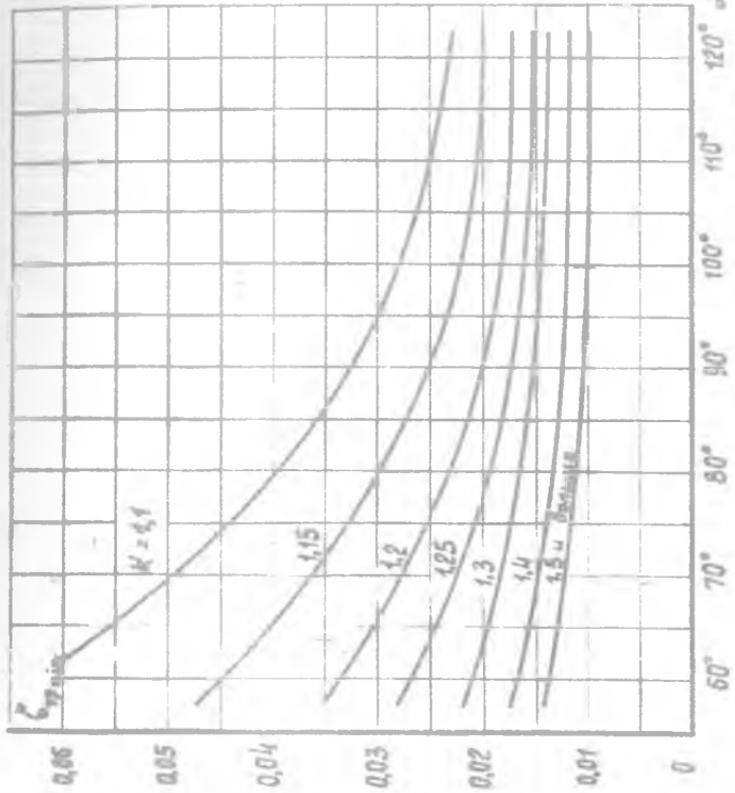


Рис. 11. Зависимость минимальных потерь на трение $\zeta_{тр, мин}$ от сумм углов $\alpha_1 + \alpha_2$, (или $\beta_1 + \beta_2$) при различных значениях $K_c = \frac{\lambda_{тр, c}}{2\lambda_{тр, c}}$ (или $K_p = \frac{\lambda_{тр, c}}{\lambda_{тр, c}}$) и расчетном угле входа (для $\lambda_c = 8 \cdot 10^{-5}$ и приведенной скорости входа $\lambda_{ог} \approx 0,8$).

II. В турбинах существуют высокие турбулентности, меняющиеся от ступени к ступени [8]. Примем, что в среднем в ступенях $E_0 = II+I2 \%$.

Исследования в МЭИ показали, что величина E_0 влияет на потери трения. Согласно [9] при $E_0 = II+I2 \%$ потери в конфузорной решетке больше в 1,8 раза по сравнению со случаем, когда $E_0 = 1,5 \%$. С учетом этого расчетный коэффициент потерь трения

$$\zeta_{тр} = 1,8 \zeta_{тр \text{ min}}$$

I2. Оцениваем угол установки α_y по рис. I2 [2], принимая конструктивные углы лопатки равными соответствующим углам потока.

I3. Хорда профиля лопатки в среднем сечении

$$b_c = S_{cф} / \sin \alpha_y$$

I4. По рис. I3 находим значение оптимального z точки зрения к.п.д. относительного шага t'_{opt} в функции углов α_0 и α_1 [23].

I5. Оптимальный шаг

$$t'_{opt} = b_c \cdot \bar{t}'_{opt}$$

I6. Оптимальное число лопаток в венце

$$z'_{opt} = \frac{\pi D_{icp}}{t'_{opt}}$$

При необходимости округляем число лопаток до ближайшего целого числа z_{opt} и ищем соответствующий ему шаг $t_{opt} = \pi D_{icp} / z_{opt}$.

I7. Предельную скорость $\lambda_{c1ad}^{пред}$, при которой в горле межлопаточного канала наступает кризис, приближенно определяем по форму-

ле

$$\lambda_{c1ad}^{пред} = 1,01 \frac{\cos(\alpha_1 + 8^\circ)}{\cos \alpha_1}$$

или по графику рис. I4 в зависимости от α_1 [3].

I8. Если $\lambda_{c1ad} < \lambda_{c1ad}^{пред}$ то, используя данные рис. I2, находим эффективный угол $\alpha_{1эф} = \alpha_1 - \Delta \alpha_1$.

Если $\lambda_{c1ad} > \lambda_{c1ad}^{пред}$, то значение $\alpha_{1эф}$ вычисляем по следующему выражению, записанному на основании уравнения неразрывности для плоской решетки:

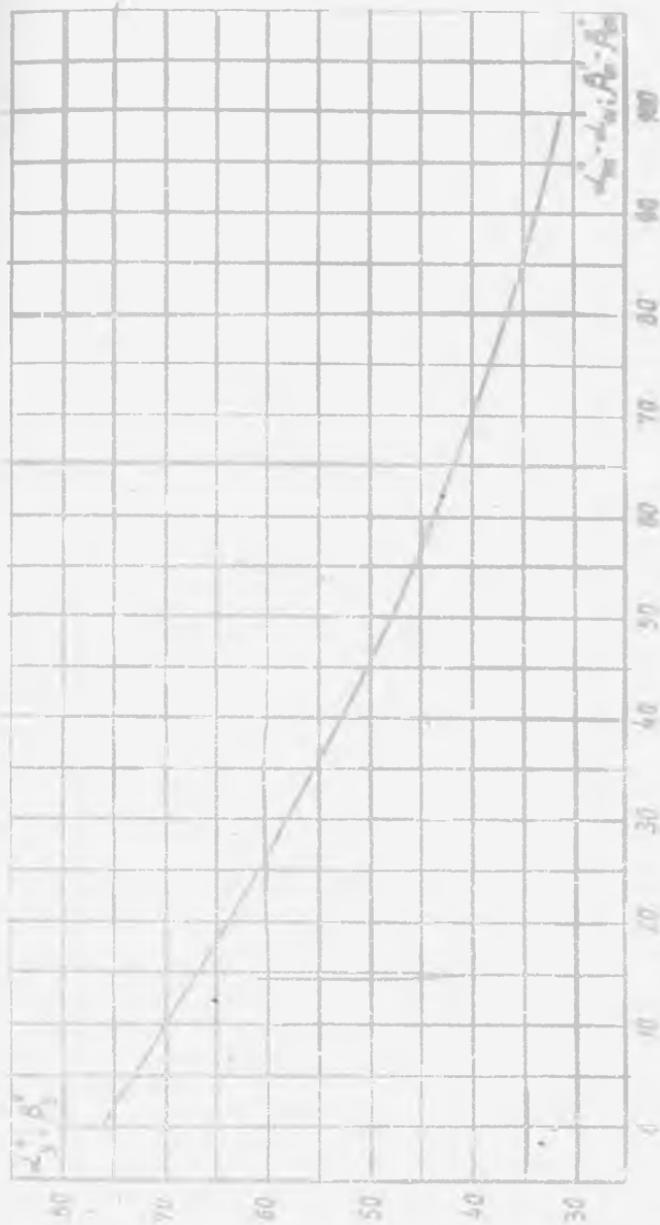


Рис. 12. Угол установки профиля в зависимости от радиусы криволинейных углов:

$$\alpha_3 = 76,41^\circ - 0,682 (\alpha_{кр} - \alpha_{кр}) + 0,0023 (\alpha_{кр} - \alpha_{кр})^2; \quad \beta_3 = 76,41^\circ - 0,682 (\beta_{кр} - \beta_{кр}) + 0,0023 (\beta_{кр} - \beta_{кр})^2$$

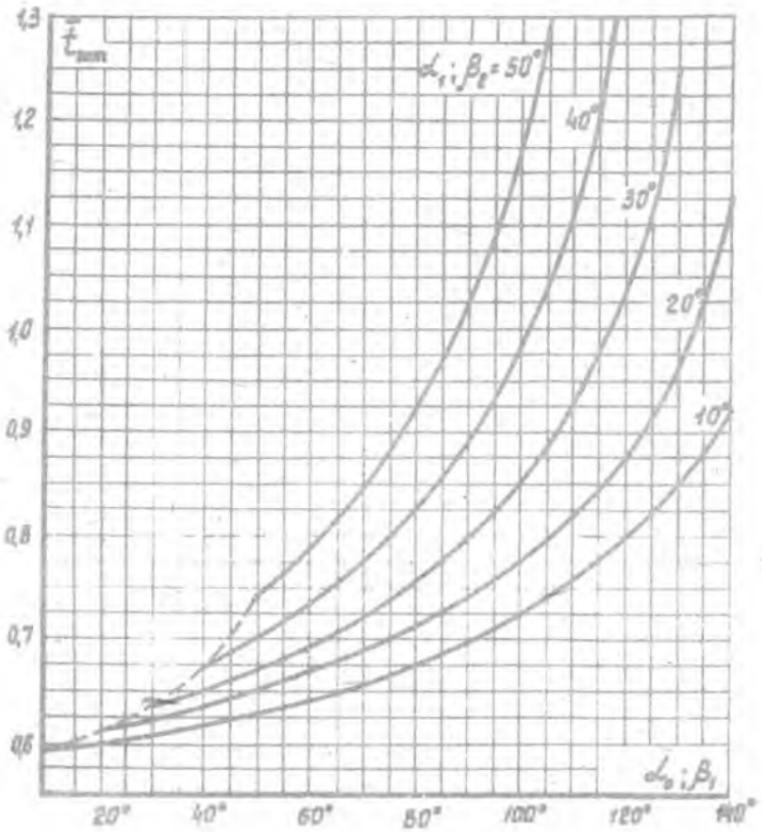


Рис. 13. Оптимальное отношение $\bar{t}_{\text{opt}} = \left(\frac{t}{b}\right)_{\text{opt}}$ для лопаточной решетки.

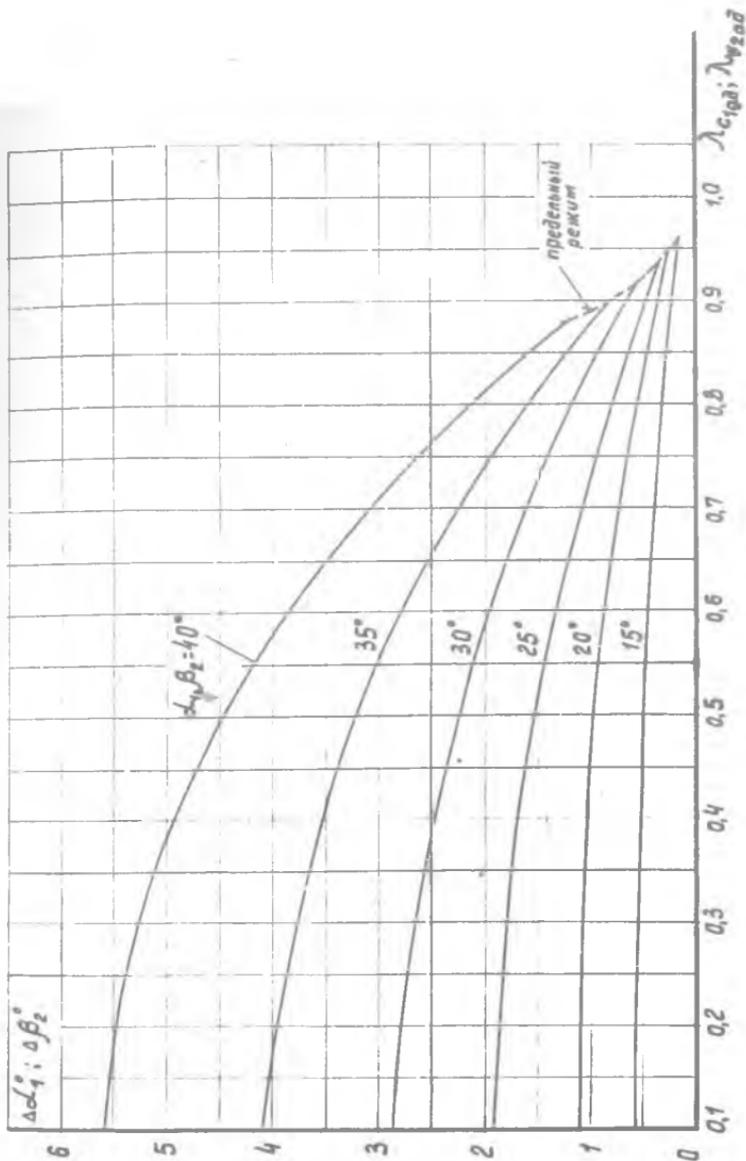


Рис. 14. К определению первых приближений $\lambda_{об}$ и угла $\alpha_{1,ref}$ (или $\beta_{2,ref}$):
 $\Delta\alpha_1 = \alpha_1 - \alpha_{1,lim}; \Delta\beta_2 = \beta_2 - \beta_{2,ref}$

$$\alpha_{13\phi} = \arcsin \left[\frac{q(\lambda_{c_1}) \sigma_1^* \sin \alpha_1}{q(\lambda_n) \sigma_n^*} \right]$$

где приведенная скорость в горле $\lambda_n \approx \varphi_{TP} = \sqrt{1 - \zeta_{TP}}$, а коэффициент σ_n^* находится по рис.8 в зависимости от φ_{TP} для $\lambda_{ad} = 1$.

19. Ширина межлопаточного канала в горле

$$a_{1onm} = t_{onm} \sin \alpha_{13\phi}$$

20. Толщину выходных кромок неохлаждаемых сопловых лопаток можно принять $d_1 = (0,015 + 0,025) \delta_c$, а неохлаждаемых рабочих лопаток - $d_2 = (0,018 + 0,028) \delta_p$. Выходные кромки охлаждаемых лопаток (с выпуском охлаждающего воздуха через кромки), как правило, не удается сделать тоньше $1,6 \pm 2$ мм.

21. Коэффициент кромочных потерь [24]

$$\zeta_{кр} = 0,2 \frac{d_1}{a_{1onm}}$$

22. Минимальный коэффициент профильных потерь

$$\zeta_{пр min} = \zeta_{TP} + \zeta_{кр}$$

23. Иногда выбирают меньшее число лопаток в венце, чем $Z_{онм}$. Обычно это связано с желанием уменьшить вес турбины либо облегчить размещение лопаток на ободу рабочего колеса.

Если выбранное число лопаток Z_c приводит к отклонению t от $t_{онм}$ не более, чем на 10 %, то коэффициент профильных потерь практически остается равным $\zeta_{пр min}$. При более высоких отклонениях от оптимального шага коэффициент профильных потерь для выбранного числа лопаток

$$\zeta_{пр} = \zeta_{пр min} (1 + \Delta \zeta_t)$$

где $\Delta \zeta_t$ находим по графику рис.15 в зависимости от $\frac{t - t_{онм}}{t_{онм}}$ [9].

24. Если значение λ_{c1ad} не лежит в диапазоне $0,7 \pm 0,9$, то необходимо в соответствии с рис.16 внести поправку, учитывающую влияние λ_{c1ad} на потери [9]. При этом новое значение коэффициента потерь определится как

$$\zeta_{пр}^p = \zeta_{пр} \cdot \zeta_\lambda$$

Кривая 1 рис.16 относится к лопаткам с криволинейной спинкой в косом срезе. Такие лопатки употребляются при $\lambda_{c1ad} < \lambda_{c1ad}^{прео}$. Кривая 2 относится к лопаткам с прямолинейной спинкой в косом срезе;

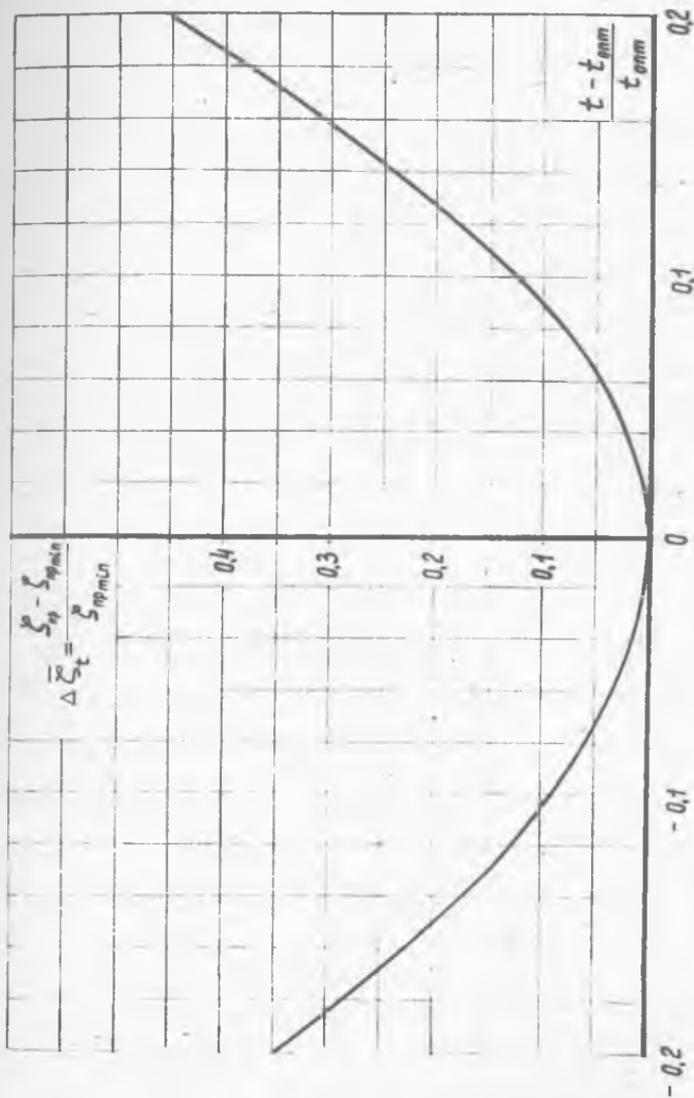


Рис.15. Влияние относительного шага на эффективность реактивных решеток.

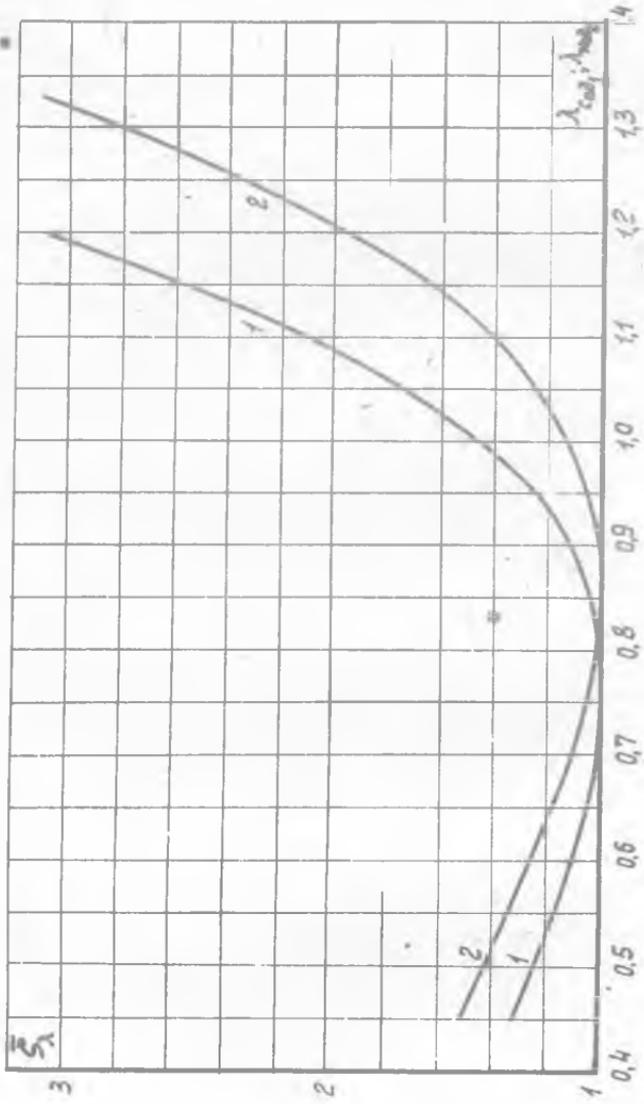


Рис.16. Влияние приведенной адиабатической скорости на выходе из веша на профильные потери. 1 - дозвуковые решетки; 2 - околозвуковые решетки.

эти лопатки рекомендуются для $\lambda_{c1ад}^{пред} < \lambda_{c1ад} < 1,2$.

25. Определим число Re в сопловом венце:

$$Re_c = \frac{c_{1ад} \gamma_{1ад} b_c}{\eta \mu_c}$$

причем коэффициент μ_c находится по рис. I7 [19] в функции t_c^* , а удельный вес $\gamma_{1ад}$ по формуле

$$\gamma_{1ад} = \frac{p_0^*}{R T_c^*} \varepsilon(\lambda_{c1ад}),$$

где $\varepsilon(\lambda_{c1ад})$ - газодинамическая функция из таблиц [22].

Желательно, чтобы число Re_c было не ниже $3 \cdot 10^5$. Повышение его дает, например, увеличение ширины S_c .

26. Если $Re_c < R_{c, опт} \sim 8 \cdot 10^5$, то следует учесть повышение потерь в венце из-за влияния числа Re . Значение коэффициента потерь с учетом влияния Re находим по зависимости И.Х. Мухтарова (для чисел $Re > 8 \cdot 10^5$):

$$\zeta_{npRe}^p = \zeta_{np}^p + \frac{2100}{Re_c}$$

27. Коэффициент конечных потерь [21]

$$\zeta_k = 2 \zeta_{тр} \frac{a_1}{l_{cср}}$$

где $l_{cср} = \frac{l_0 + l_1}{2}$ - средняя длина сопловой лопатки, ширина канала в горле для выбранного числа лопаток Z_c .

28. Коэффициент суммарных потерь

$$\zeta_1 = \zeta_{npRe}^p + \zeta_k$$

Вычисленное ζ_1 фактически соответствует потерям в прямой решетке из лопаток той же относительной длины, какую имеет венец.

29. Если $\Theta_1 < 10 + 11$, то суммарные потери в сопловом венце будут больше, чем в условно соответствующей ему прямой решетке, что связано в основном с наличием в венце большой верности радиального градиента давления, вызывающего заметные течения в пограничном слое вдоль лопатки и, как следствие их, рост потерь в корневых сечениях [9].

Расчетное значение коэффициента суммарных потерь в сопловом венце большой верности определяется так

$$\zeta_1^p = \zeta_1 \cdot \zeta_0$$

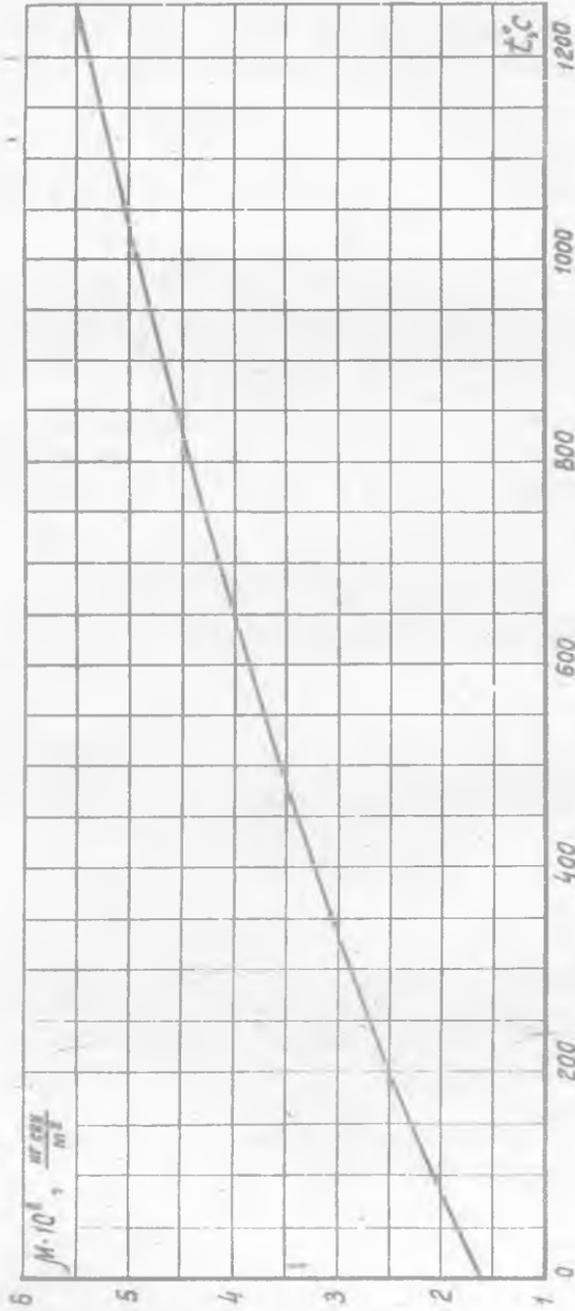


Рис.17. Коэффициент динамической вязкости газов.

где поправочный множитель ζ_0 находится по эмпирическим кривым рис.18 [9]. Заметим, что данные рис.18 свидетельствует о целесообразности наклона сопловых лопаток при малых θ_1 .

Значение ζ_1^P (или ζ_1 при $\theta \geq 10+11$) используется в дальнейшем расчете.

30. Расчетное значение коэффициента скорости

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_1^P}$$

$$\varphi = 0,96..0,98$$

31. Скорость истечения из соплового венца

$$c_1 = \varphi c_{1ад}$$

32. Теплоперепад, соответствующий скорости истечения

$$\Delta i_{c_1} = \frac{c_1^2}{8380}$$

33. Статическая энтальпия

$$i_1 = i_0^* - \Delta i_{c_1}$$

Из диаграммы находим значения T_1 и g_{T_1} .

34. Статическая адиабатическая энтальпия

$$i_{1ад} = i_0^* - \Delta i_{c_{1ад}}$$

Из диаграммы находим значение функции $g_{T_{1ад}}$.

35. Статическое давление в межвенцовом зазоре

$$p_1 = p_0^* \frac{g_{T_{1ад}}}{g_{T_0^*}}$$

36. Удельный вес газа

$$\gamma_1 = \frac{p_1}{R T_1}$$

37. Угол выхода потока из соплового венца

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{G_{r_1}}{c_1 \delta_1 \gamma_{oc_1}}$$

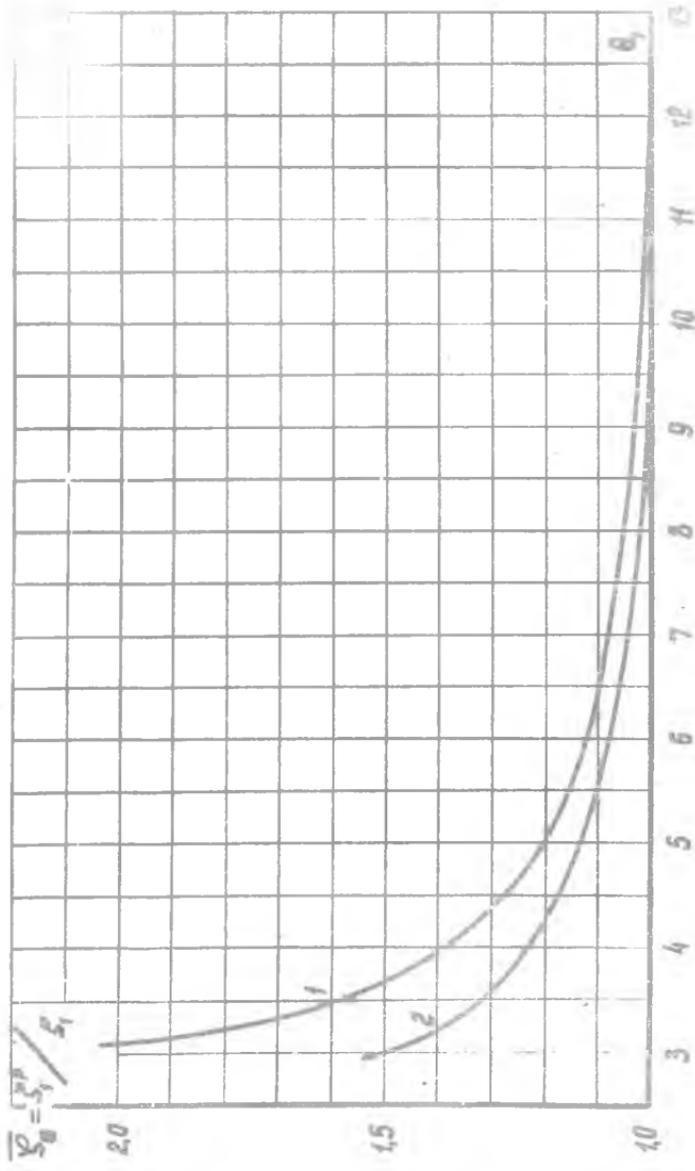
Синус этого угла не должен отличаться более, чем на 5 %, от синуса приближенного угла, найденного в п.8. В противном случае необходимо для уточнения потерь в венце повторить расчет, начиная с п.10, предварительно поправив значение приближенного угла.

38. Осевая и окружная составляющие скорости истечения

$$c_{a_1} = c_1 \cdot \sin \alpha_1, \quad c_{u_1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1$$

39. Окружная составляющая относительной скорости входа в рабочий венец

$$w_{u_1} = c_{u_1} - u_{1cp}$$



40. Угол входа относительного потока в рабочий венец:

$$\beta_1 = \alpha z \operatorname{tg} \frac{c_{a1}}{w_{u1}} \quad (\text{если } w_{u1} > 0, \text{ как на рис.19a})$$

или

$$\beta_1 = 180^\circ - \alpha z \operatorname{tg} \frac{c_{a1}}{|w_{u1}|} \quad (\text{если } w_{u1} < 0, \text{ как на рис.19б}).$$

Угол β_1 не рекомендуется делать меньше 40° , так как при малых β_1 трудно спрофилировать эффективную рабочую лопатку. Для увеличения угла β_1 можно повысить $U_{\text{см}}$ и $\rho_{\text{ср}}$ или снизить $f_{\text{ос1}}$.

41. Относительная скорость входа в рабочий венец

$$w_1^* = \frac{c_{a1}}{\sin \beta_1}.$$

42. Температурный перепад, соответствующий относительной скорости

$$\Delta i_{w_1} = \frac{w_1^2}{8380}.$$

43. Полная энтальпия относительного потока

$$i_{w_1}^* = i_1 + \Delta i_{w_1}.$$

Из диаграммы находим значения $T_{w_1}^*$ и $g_{w_1}^*$.

44. Критическую скорость звука в относительном потоке $a_{\text{кр}w}$ находим по рис.2 в зависимости от $T_{w_1}^*$.

45. Приведенная относительная скорость

$$\lambda_{w_1} = \frac{w_1}{a_{\text{кр}w}}.$$

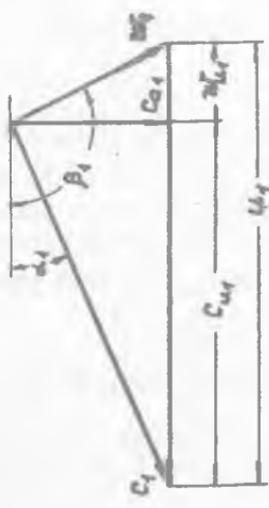
Обычно $\lambda_{w_1} < 0,7+0,8$. Снижение λ_{w_1} достигается увеличением $U_{\text{см}}$ или $\rho_{\text{ср}}$.

46. Полное давление относительного потока

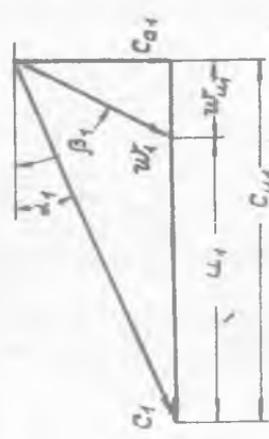
$$p_{w_1}^* = p_1 \cdot \frac{\pi_{w_1}^*}{g_{w_1}^*}.$$

§ 2.2. Расчет параметров потока на рабочих венцах

Влияние центробежного эффекта в осевой ступени невелико [7], поэтому будем считать, что полная энергия относительного потока в рабочем венце постоянна, т.е. $i_{w_1}^* = i_{w_2}^*$.



а)



б)

Рис.19. Треугольники скоростей в межвенцовом заворе ступени.

47. Термодинамическая функция

$$\pi_{2ад} = \pi_{1\omega} \frac{p_2}{p_1} \frac{p_1}{p_{1\omega}}$$

Из диаграммы находим $l_{2ад}$ и $T_{2ад}$.

48. Теплоперепад, соответствующий адиабатической относительной скорости на выходе из рабочего венца

$$\Delta l_{\omega_{2ад}} = l_{1\omega}^* - l_{2ад}$$

49. Адиабатическая относительная скорость

$$\omega_{2ад} = 93,53 \sqrt{\Delta l_{\omega_{2ад}}}$$

50. Приведенная адиабатическая скорость

$$\lambda_{\omega_{2ад}} = \frac{\omega_{2ад}}{a_{кр\omega}}$$

Хотелось бы иметь $\lambda_{\omega_{2ад}} < 1$.

Если рабочие лопатки обандажены, то производим расчет утечек газа через радиальный зазор в лабиринтном уплотнении.

51. Приведенная адиабатическая скорость истечения из соплового венца на периферийном диаметре для радиально установленных сопловых лопаток:

$$\lambda_{c1адп} = \lambda_{c1адср} \left(\frac{D_{1ср}}{D_{1п}} \right)^{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}$$

для наклонных лопаток:

$$\lambda_{c1адп} = \lambda_{c1адср} \left(\frac{D_{1ср}}{D_{1п}} \right)^m$$

где

$$m = \varphi^2 \cos^2 \alpha_1 - \frac{5}{4} \varphi^2 \frac{\sin 2\alpha_1}{S_{ср} + S_{сн}} D_{1ср} \sin \nu_{ср}$$

Затем из таблиц газодинамических функций находим $\pi(\lambda_{c1адп})$.

52. Периферийное статическое давление в межвенцовом зазоре:

$$p_{1п} = p_0^* \pi(\lambda_{c1адп})$$

53. Кольцевая площадь зазора в уплотнении: $f_{заз} = \pi D_{л} \delta_p$ м²,
причем в первом приближении

$$D_{л} = \frac{1}{2} (D_{1п} + D_{2п}) + 0,005 \text{ м}$$

54. Утечки через радиальный зазор в уплотнении:

$$G_{заз} = \bar{G}_a \frac{p_{1п}}{\sqrt{T_0}} f_{заз} K_1 K_2 \text{ кг/сек,}$$

где \bar{G}_a - пропускная способность уплотнения находится по графику рис.20а в функции отношения давлений p_2/p_{1n} для принятого числа гребешков Z_n ; коэффициенты K_1 и K_2 находятся соответственно по рис.20б и 20в (при $\delta_p/s > 3,5$ коэффициент $K_2 = 1$); и p_{1n} в кг/см².

Номограмма рис.20 построена по данным работы [4].

55. Расход газа через межлопаточные каналы венца $G_{r2} = G_{r1} - G_{r2a}$.
(Если колесо не ободжено, то принимаем $G_{r2} = G_{r1}$).

56. Назначаем ориентировочно коэффициент скорости ψ , учитывающий потери в рабочем венце, в диапазоне 0,95÷0,97.

57. Приведенная относительная скорость

$$\lambda_{w_2} = \psi \lambda_{w_{2a}}$$

По таблицам газодинамических функций находим значение $q(\lambda_{w_2})$.

58. Приближенное значение угла выхода относительно потока

$$\beta_2 = \arcsin \frac{G_{r2} \sqrt{T_{2a}}}{3893 p_{w_1}^* \epsilon_2^* f_{oc2} q(\lambda_{w_2})}$$

причем значение ϵ_2^* находим по рис.8 в зависимости от $\lambda_{w_{2a}}$ и ψ , а $p_{w_1}^*$ подставляем в кг/см².

59. Далее следует определить коэффициент потерь ζ_2 в рабочем венце. Это делается в том же порядке и по тем же зависимостям, что и определение коэффициента ζ_1 (п.п.10÷28), но с заменой углов α на β и индексов 0 на 1, 1 на 2, С на Р, G_{1a} на w_{2a} .

Кроме этого, для рабочего венца

$$Re_p = \frac{w_{2a} \lambda_{2a} \delta_p}{g \mu_p}$$

причем, коэффициент μ_p находим по рис.17 в функции $t_{w_1}^*$, а удельный вес

$$\gamma_{2a} = \frac{p_2}{RT_{2a}}$$

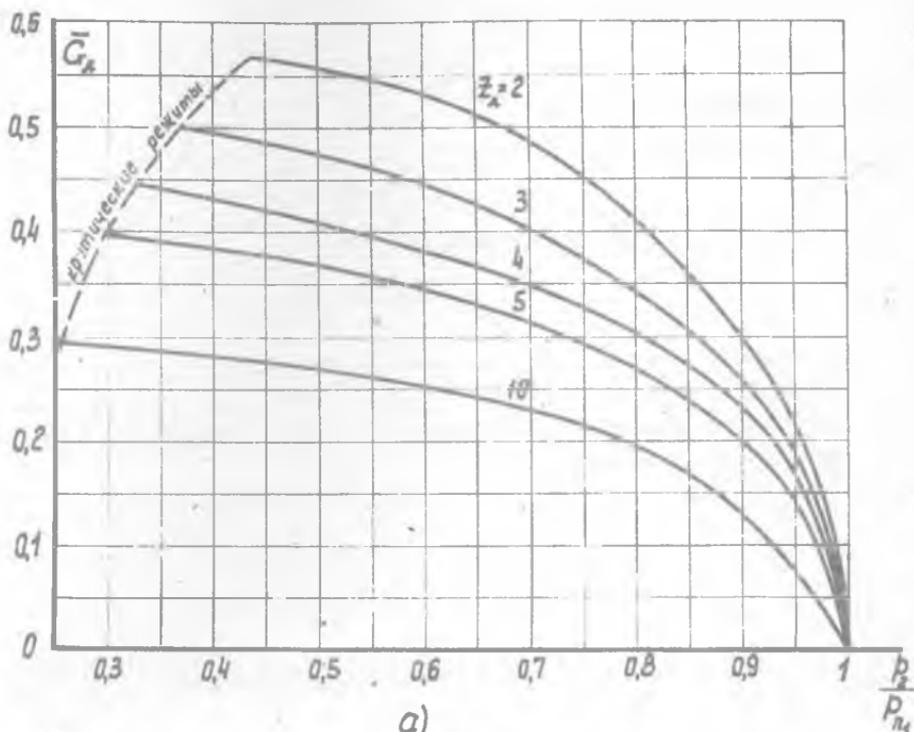
60. Коэффициент скорости

$$\psi = \sqrt{1 - \zeta_2}$$

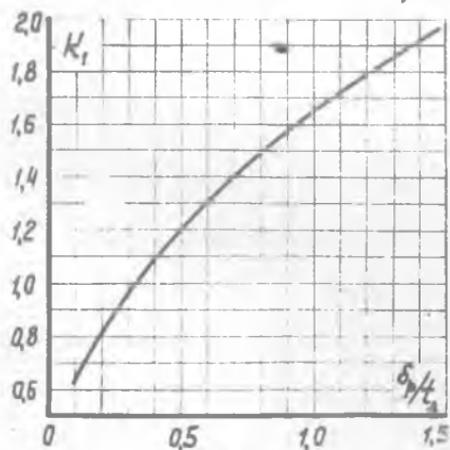
61. Относительная скорость

$$w_2 = \psi w_{2a}$$

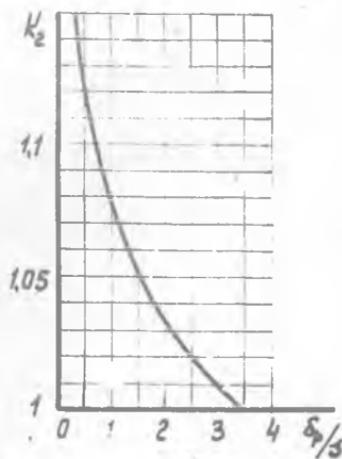
62. Теплоперепад, соответствующий относительной скорости



a)



б)



б)

Рис.20. К определению утечек газа через лабиринтное уплотнение.

$$\Delta i_{\omega_2} = \frac{\omega_2^2}{8380} .$$

63. Статическая энтальпия

$$i_2 = i_{\omega_1}^* - \Delta i_{\omega_2} .$$

Из диаграммы находим T_2 .

64. Удельный вес газа

$$\gamma_2 = \frac{p_2}{RT_2} .$$

65. Угол выхода относительного потока

$$\beta_2 = \arcsin \frac{G_{r2}}{\omega_2 \gamma_2 f_{oc2}} .$$

Синус этого угла не должен отличаться более чем на 3 % от синуса приближенного угла, найденного в п.58. В противном случае необходимо заново провести расчет потерь в венце, предварительно поправив значение приближенного угла.

66. Осевая и окружная составляющие относительной скорости

$$\omega_{a2} = \omega_2 \sin \beta_2 , \quad \omega_{u2} = \omega_2 \cos \beta_2 .$$

67. Окружная составляющая абсолютной скорости

$$c_{u2} = \omega_{u2} - u_2 .$$

68. Абсолютная скорость потока за рабочим венцом

$$c_2 = \sqrt{\omega_{a2}^2 + c_{u2}^2} .$$

69. Угол выхода абсолютного потока

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{\omega_{a2}}{c_2} \quad (\text{если } \omega_{u2} \geq u_2 , \text{ как на рис.2Ia})$$

или

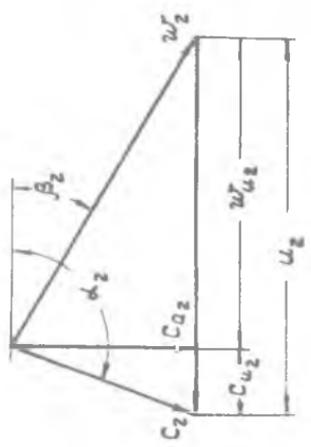
$$\alpha_2 = 180^\circ - \arcsin \frac{\omega_{a2}}{c_2} \quad (\text{если } \omega_{u2} \leq u_2 , \text{ как на рис.2Iб}) .$$

70. Теплоперепад, соответствующий абсолютной скорости

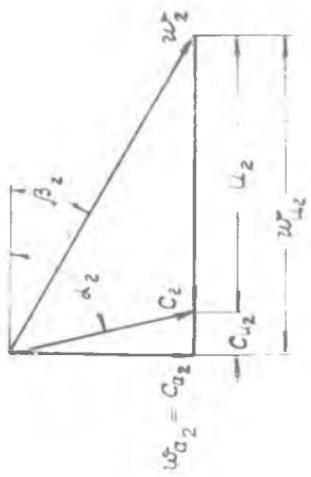
$$\Delta i_{c2} = \frac{c_2^2}{8380} .$$

71. Полная энтальпия абсолютного потока за рабочими лопатками

$$i_{2л}^* = i_2 + \Delta i_{c2} .$$



а)



б)

Рис.21. Треугольники скоростей за рабочим венцом.

§ 2.3. Расчет теплоперепада в ступени и подных параметров потока на выходе из нее

72. Теплоперепад, эквивалентный работе 1 кг газа на рабочих лопатках

$$\Delta i_{л}^* = i_0^* - i_{2л}^* .$$

73. Определяем величину потерь в радиальном зазоре $\Delta i_{заз}$:

а) в случае ступени с обандаженными рабочими лопатками по [13] :

$$\Delta i_{заз} = \frac{G_{заз}}{G_{г1}} \Delta i_{л}^* ;$$

б) в случае ступени с необандаженными рабочими лопатками:

$$\Delta i_{заз} = \bar{z}_{заз} \frac{\delta_p}{\rho_{ср}} \Delta i_{л}^* .$$

Значение параметра $\bar{z}_{заз}$ для ступени с радиально установленными сопловыми лопатками находим по графику рис.22а в функции Θ_1 и $\rho_{ср}$. График получен обсчетом эмпирической формулы, предложенной А.Е.Зарянкиным [8] для ступеней с отрицательной перекрышей и гладкой поверхностью статора (рис.1 б).

В ступени с наклонными сопловыми лопатками сначала вычисляем периферийную степень реактивности

$$\rho_n = 1 - (1 - \rho_{ср}) \left(\frac{\Theta_1}{\Theta_1 + 1} \right)^{2m} .$$

а затем уже находим $\bar{z}_{заз}$ по графику рис.22б в функции Θ_1 и ρ_n . График получен обсчетом уравнения, следующего из формулы А.Е.Зарянкина после замены в ней $\rho_{ср}$ на ρ_n при помощи зависимости

$$\rho_n = 1 - (1 - \rho_{ср}) \left(\frac{\Theta_1}{\Theta_1 + 1} \right)^{2\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}$$

При этом использовались средние данные по φ и α_1 для ступеней ЦКТИ [5], результаты экспериментов на которых вошли в обобщения А.Е.Зарянкина.

74. Потери на трение диска о газ согласно [15]

$$\Delta i_m = \frac{0,406}{G_{г1}} D_d^2 \left(\frac{u_d}{100} \right)^3 \gamma \quad \text{ккал/кг,}$$

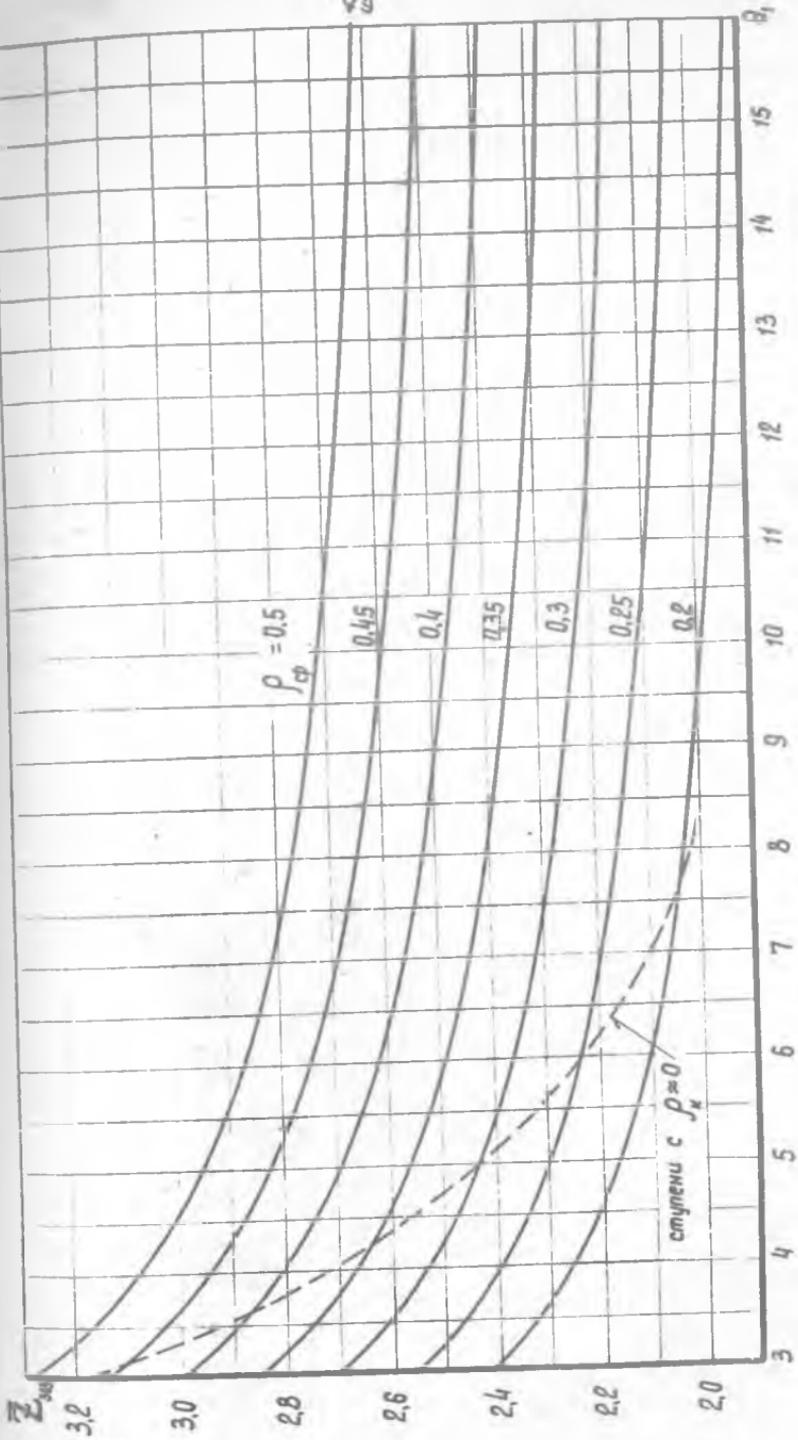


Рис.22 а. К расчету потерь в радиальном зазоре в ступени с ирообвдаженным колесом.

Расчет по $Z_{sns} = \frac{\Delta i_{max} \cdot f_{\epsilon}}{\Delta i_{\mu} \cdot \delta_p} = 1,37 (1 + 1,6 \rho_{cp}) \left(\frac{\theta_1 + 1}{\theta_1} \right)$

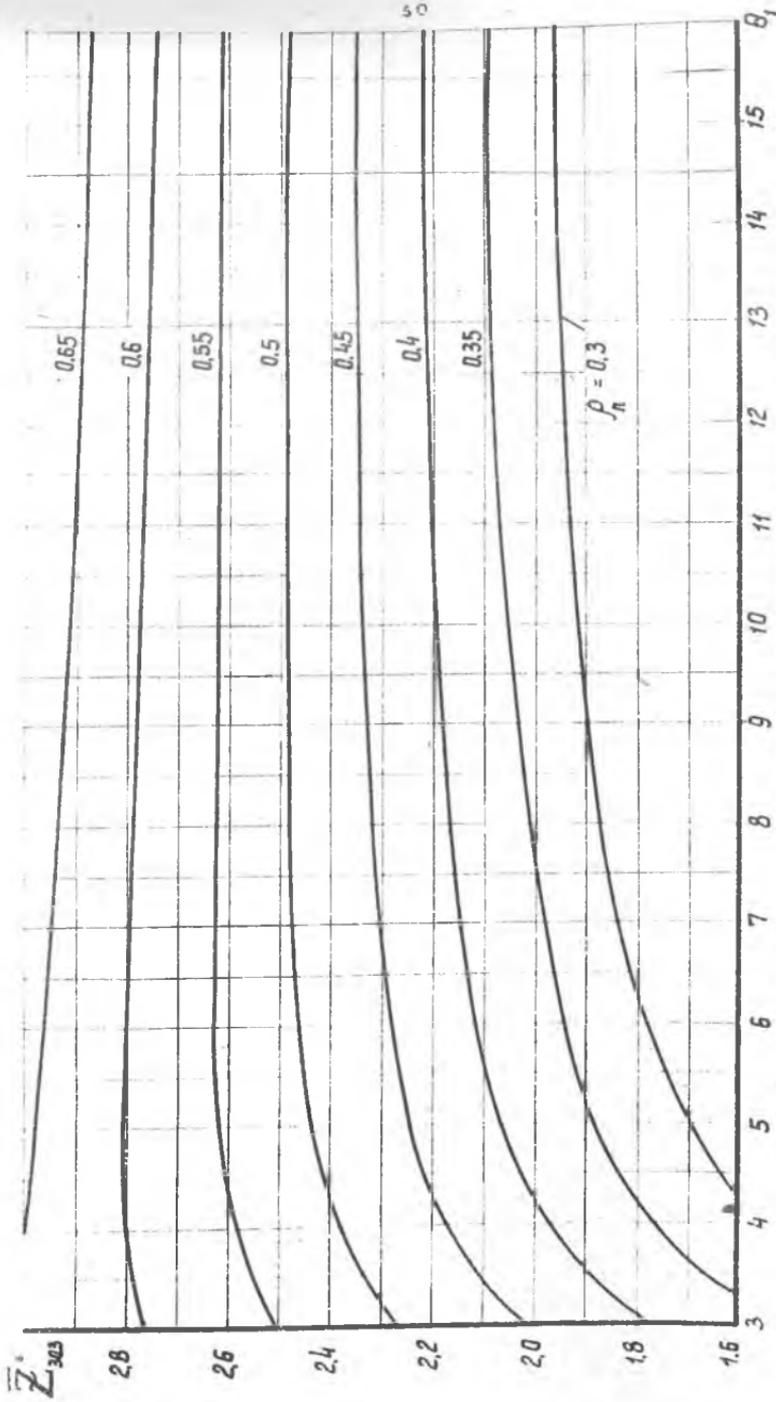


Рис.22 б. К расчету потерь в радиальном зазоре в ступени с несоблюдением колесом.

Расчет по $\bar{Z}_{305} = \frac{\Delta l_{305}}{\Delta l_n} \frac{L_2}{d_p} = 1.37 \left\{ 1 + 1.6 \left[1 - (1 - \rho_n) \left(\frac{B_1 + 1}{B_1} \right)^{1.05} \right] \right\} \left(\frac{B_1 + 1}{B_1} \right)$

где $D_0 = \frac{D_{1к} + D_{2к}}{2}$ - средний периферийный диаметр диска, м;

$u_0 = \frac{\pi D_0 n}{60}$ - окружная скорость вращения на периферии диска, м/сек;

$\gamma = \frac{1}{2}(\gamma_1 + \gamma_2)$ - удельный вес газа, окружающего диск, кг/м³.

75. Сумма потерь в радиальном зазоре и на дисковое трение

$$\Delta i_{\text{пот}} = \Delta i_{\text{заз}} + \Delta i_{\text{м}}$$

76. Статическая энтальпия газа с учетом его подогрева из-за потерь в зазоре и на дисковое трение

$$i_{2'} = i_2 + \Delta i_{\text{пот}}$$

Из диаграммы находим значение $\pi_{2'}$.

77. Полная энтальпия абсолютного потока с учетом потерь в зазоре и на дисковое трение

$$i_{2'}^* = i_{2'} + \Delta i_{c_2}$$

Из диаграммы находим значения $T_{2'}^*$ и $\pi_{2'}^*$.

Если рассчитывается неохлаждаемая ступень, то найденная величина $i_{2'}^*$ идет в расчет последующей ступени или узла в качестве полной энтальпии на их входе.

78. Эффективный теплоперепад в ступени

$$\Delta i_{\text{эф}}^* = i_0^* - i_{2'}^*$$

Полученное значение $\Delta i_{\text{эф}}^*$ сравниваем с потребным значением, известным из предварительного расчета турбины.

В расчете одноступенчатой турбины эти значения должны совпадать с точностью $\pm 1,5\%$. В противном случае необходимо поправить давление p_2 и либо пересчитать параметры за рабочим венцом, учитывая при этом, что изменилась реактивность ступени $\rho_{\text{сп}}$, либо повторить детальный расчет ступени.

Давление p_2 корректируется следующим образом:

а) новое значение энтальпии за ступенью при адиабатическом процессе расширения в ней:

$$i_{2\text{ад}}^H = i_{2\text{ад}}^* - \frac{\delta \Delta i_{\text{эф}}^*}{\eta_{\text{ад}}^*}$$

где $\delta \Delta i_{3\phi}^*$ - разность между потребными и полученным теплоперепадами.

Из диаграммы находим значение $\eta_{2адст}^H$;

б) новое значение статического давления

$$p_2 = p_0^* \frac{\eta_{2адст}^H}{\eta_3^*};$$

в) новая степень реактивности ступени

$$\rho_{сп}^H = 1 - \frac{\Delta i_{c1ад}}{i_0^* - i_{2адст}^H}$$

Если рассчитывается первая или промежуточная ступень многоступенчатой турбины, то при несовпадении полученного теплоперепада с потребным повторный расчет параметров ступени можно не делать. В таком случае происходит некоторое изменение нагрузки и последующих ступеней по сравнению с выбранной в предварительном расчете.

79. Полное давление абсолютного потока

$$p_2^* = p_2 \frac{\eta_{i_2}^*}{\eta_{i_2}}$$

Величина p_2^* идет в расчет последующей ступени в качестве полного давления на ее входе.

80. Критическую скорость звука в абсолютном потоке $a_{кр2}$ находим по рис.2 в зависимости от $T_{i_2}^*$.

81. Приведенная скорость абсолютного потока:

$$\lambda_{c_2} = \frac{c_2}{a_{кр2}}$$

82. Количественная оценка многих явлений, связанных с охлаждением деталей проектируемой турбины, затруднительна, поскольку еще не известны точно особенности всей системы охлаждения. Тем не менее можно указать, что влияние этих явлений на параметры ступени часто невелико [13].

В случае открытой системы с выпуском охлаждающего воздуха в проточную часть ступени будем учитывать снижение полной энтальпии газа из-за подмешивания к нему воздуха.

Уменьшение энтальпии 1 кг газа из-за подмешивания воздуха, охлаждающего сопловые лопатки:

$$\Delta i_{охл}^* = \frac{G_{\delta c} (i_0^* - i_{\delta c}^*)}{G_{T_0} + G_{\delta c}}$$

где $G_{вс}$ - расход охлаждающего воздуха в кг/сек и $i_{вс}^*$ - его полная энтальпия в подводящей системе перед сопловыми лопатками.

Уменьшение энтальпии 1 кг газа из-за подмешивания воздуха, охлаждающего рабочее колесо (диск и рабочие лопатки):

$$\Delta i_{охлр}^* = \frac{G_{вр}(i_{вр}^* - i_{вр}^*)}{G_{г0} + G_{вр}}$$

где $G_{вр}$ - расход воздуха, охлаждающего колесо, кг/сек;
 $i_{вр}^*$ - его полная энтальпия в подводящей системе перед колесом.

(Часто воздух на охлаждение турбины отбирается из-за компрессора. В этом случае энтальпии $i_{вс}^*$ и $i_{вр}^*$ могут приниматься равными полной энтальпии воздуха в сечении за компрессором).

Полная энтальпия газа на выходе из охлаждаемой ступени:

$$i_{2'охл}^* = i_{2'}^* - \Delta i_{охлс}^* - \Delta i_{охлр}^*$$

Из диаграммы находим значение $T_{2'охл}^*$ и $\pi_{2'охл}^*$.

Величины $i_{2'охл}^*$, $T_{2'охл}^*$ и $\pi_{2'охл}^*$ идут в расчет ступени, следующей за данной охлаждаемой ступенью, в качестве входных полных параметров.

§ 2.4. Расчет теплоперепада в турбине и ее к.п.д.

В многоступенчатой турбине полученный теплоперепад $\Delta i_{эф}^*$ должен совпадать с потребным с точностью $\pm 1,5\%$ (как и в одноступенчатой турбине). При большем различии теплоперепадов повторяется расчет параметров в последней ступени или в ряде ступеней после необходимых исправлений в них давления p_2 (см. п. 78).

Значения к.п.д. отдельных ступеней могут отличаться от предварительно оцененного значения среднего потребного к.п.д. ступени. Если в процессе расчета обнаружено, что уже имеются ступени, к.п.д. которых ниже среднего потребного значения, то необходимо принять все меры по возможному уменьшению потерь в остальных ступенях.

В двухкаскадном ВРД недобор к.п.д. турбины высокого давления может быть компенсирован получением большего, по сравнению с заданными, значения к.п.д. турбины низкого давления. Если при этом обеспечиваются заданные термодинамическим расчетом параметры потока на входе в затурбинное устройство, то проект турбины полнос-

тью отвечает требованиям создания выбранного цикла двигателя.

Совпадение значений потребного и полученного к.п.д. процесса расширения в турбине с точностью $\pm 1\%$ при расчетном проектировании считается удовлетворительным. При более высоком различии между этими к.п.д., принципиально, следует уточнить результаты термодинамического расчета, исправив в нем значение к.п.д. турбины. Однако в студенческой практике это делать необязательно.

Первая и промежуточная ступени многоступенчатой турбины

83. Термодинамическая функция

$$\pi_{2адсм}^* = \pi_0^* \frac{p_2^*}{p_0^*}$$

Из диаграммы [II] находим значение полной энтальпии на выходе из ступени $i_{2адсм}^*$ при адиабатическом расширении в ней до давления p_2^* (рис.7).

84. Адиабатический теплоперепад в ступени по полным параметрам

$$\Delta i_{ад}^* = i_0^* - i_{2адсм}^*$$

85. Адиабатический к.п.д. ступени

$$\eta_{адсм}^* = \frac{\Delta i_{эф}^*}{\Delta i_{ад}^*}$$

где $\Delta i_{эф}^*$ - найденная в п.78 величина.

Последняя ступень многоступенчатой турбины

Если $\alpha_4 = 90^\circ$ (осевой выход потока из турбины), то к.п.д. в последней ступени рассчитывается так же, как и в передних ступенях.

Если $\alpha_4 \neq 90^\circ$, то в последней ступени надо учесть потери из-за закрутки потока на входе в затурбинное устройство. При этом расчет к.п.д. ведется следующим образом:

86. Потери вследствие закрутки потока за турбиной

$$\Delta i_{c_{u_4}} = \frac{c_{u_4}^2}{8380} \quad \text{ккал/кг}$$

87. Статическая энтальпия за турбиной с учетом подогрева газа из-за потерь вследствие закрутки (рис.23)

$$i_2'' = i_2' + \Delta i_{c_{u_4}}$$

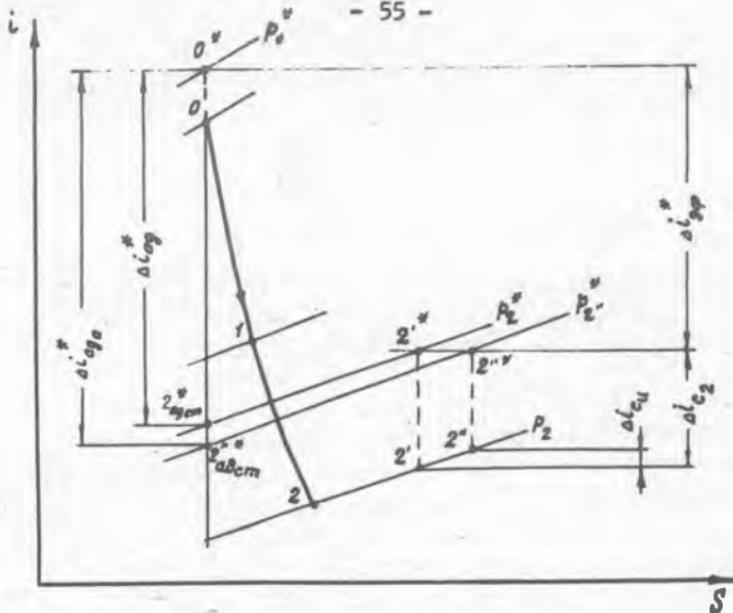


Рис.23. К определению к.п.д. с учетом потерь из-за закрутки потока за турбиной

Из диаграмм находим величину $\pi_{2''}$.

88. Полное давление абсолютного потока за турбиной с учетом потерь вследствие закрутки

$$p_{2''}^* = p_2 \frac{\pi_{2'}}{\pi_{2''}^*}.$$

(Это полное давление участвует в расчете к.п.д. турбины и процессов, протекающих в затуроинных устройствах).

89. Термодинамическая функция

$$\overline{h}_{2''адсм}^* = \pi_0^* \frac{p_{2''}^*}{p_0^*}.$$

Из диаграмм находим значение полной энтальпии на выходе из последней ступени $i_{2''адсм}^*$ при адиабатическом расширении в ней до давления $p_{2''}^*$.

90. Адиабатический теплоперепад в ступени по полным параметрам

$$\Delta i_{ад_1}^* = i_0^* - i_{2''адсм}^*.$$

91. Адиабатический к.п.д. ступени, учитывающий потери вследствие закрутки потока за турбиной

$$\eta_{ад_{стa}}^* = \frac{\Delta i_{эф}^*}{\Delta i_{адa}^*}$$

где $\Delta i_{эф}^*$ - найденная в п.78 величина.

Одноступенчатая турбина

Значения к.п.д. одноступенчатой турбины однокаскадного двигателя и одноступенчатой турбины низкого давления двухкаскадного двигателя рассчитываются так же, как и к.п.д. промежуточной ступени (п.п.83+85), если за этими турбинами поток имеет осевой выход. Если же $\alpha_4 \neq 90^\circ$, то к.п.д. турбин должен учитывать потери с закруткой потока (расчет идет по п.п. 86+91).

К.п.д. одноступенчатой турбины высокого давления в двухкаскадном двигателе всегда рассчитывается так, как к.п.д. промежуточной ступени.

Многоступенчатая турбина

92. Эффективный теплоперепад в турбине (рис.6)

$$\Delta i_{эфT}^* = \Delta i_{эpI}^* + \Delta i_{эpII}^* + \dots + \Delta i_{эpZ}^*$$

93. Термодинамическая функция

$$\Pi_{2адT}^* = \frac{P_{2z}^*}{P_{0I}^*}$$

Здесь при расчете турбины однокаскадного двигателя и турбины низкого давления двухкаскадного двигателя в случае $\alpha_4 \neq 90^\circ$ используется полное давление на выходе из последней ступени p_{2z}^* , найденное с учетом потерь вследствие закрутки потока за турбиной, т.е. давление p_{2z}^* .

Из диаграммы находим значение энтальпии $i_{2адT}^*$ в конце адиабаты расширения от полных параметров на входе в турбину до давления p_{2z}^* .

94. Адиабатический теплоперепад в турбине

$$\Delta i_{адT}^* = i_{0I}^* - i_{2адT}^*$$

95. Адиабатический к.п.д. турбины

$$\eta_{адТ}^* = \frac{\Delta i_{эфТ}^*}{\Delta i_{адТ}^*}$$

Суммарный к.п.д. процесса расширения в турбинах высокого и низкого давлений двухкаскадного двигателя

96. Суммарный эффективный теплоперепад в обеих турбинах

$$\Delta i_{эфТсум}^* = \Delta i_{эфТв}^* + \Delta i_{эфТн}^*$$

97. Термодинамическая функция

$$y_{4ад}^* = y_3^* \frac{p_4^*}{p_3^*}$$

Как и раньше, здесь при $\alpha_4 \neq 90^\circ$ используется полное давление за турбиной p_4^* , найденное с учетом потерь вследствие закрутки потока.

Из диаграммы находим значение энтальпии $i_{4ад}^*$ в конце адиабаты расширения от полных параметров на входе в турбину высокого давления (сечение 3) до давления p_4^* .

98. Суммарный адиабатический теплоперепад

$$\Delta i_{адТсум}^* = i_3^* - i_{4ад}^*$$

99. Суммарный к.п.д. процесса расширения в обеих турбинах

$$\eta_{адТсум}^* = \frac{\Delta i_{эфТсум}^*}{\Delta i_{адТсум}^*}$$

В заключение заметим, что при конструктивном оформлении проточной части следует предусмотреть в горячем состоянии наличие положительных перекрыш при переходе одного венца к другому. Величины периферийной и корневой перекрыш должны быть умеренными порядка $\pm 2\%$ от длины лопатки на входе в венец [8]. Кроме того, концевые полки сопловых и рабочих лопаток должны выполняться с закруглениями по входу.

Небандажные рабочие лопатки желательно изготавливать также с положительной периферийной перекрышей, что уменьшает потери в зазоре.

Раздел III. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА НА РАЗЛИЧНЫХ РАДИУСАХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Абсолютные и относительные параметры потока в контрольных сечениях из-за действия центробежных сил и изменения окружной скорости переменны по радиусу. С точки зрения к.п.д. при $\Theta_1 > \Pi + I_2$ эту переменность можно не учитывать и выполнять лопатки с постоянным профилем, рассчитанным по параметрам потока на D_{cp} [5], [7], [13]. При меньших Θ_1 для снижения потерь в ступени сопловые и рабочие лопатки делают закрученными с переменным профилем в соответствии с изменением параметров потока по длине.

В настоящем пособии рассматриваются законы распределения параметров потока по радиусу за сопловым венцом: $\alpha_1 = const$ при течении с потерями и при радиальной установке лопаток; $\alpha_1 = const$ при течении с потерями и при наклоненных сопловых лопатках. За рабочим венцом распределение параметров подчиняется одному из следующих законов: постоянство удельной работы потока L_u ; $\alpha_2 = const$.

Любое сочетание законов распределения параметров за венцами отвечает условиям рациональной организации потока в ступени. Каждое из них получило распространение в практике турбостроения.

Как уже отмечалось, применение наклона сопловых лопаток снижает потери в ступени, особенно при малых Θ_1 , уменьшает закрутку рабочих лопаток и повышает их вибрационную надежность.

Закон $\alpha_2 = const$ улучшает технологичность лопаток соплового венца последующей ступени, но изменение удельной работы по радиусу характеризует отрицательную сторону этого закона [16].

Предположим, что T^* и p^* на входе в ступень, а также коэффициенты скорости φ и ψ не изменяются по радиусу и равны соответствующим усредненным значениям этих параметров из расчета по D_{cp} . Весь поток разобьем на четыре кольцевых струйки, считая, что граничные поверхности тока струек делят на одинаковые части длину контрольных сечений на входе в венец и выходе из него. Параметры потока будем определять на пяти диаметрах, соответствующих в каждом сечении этим граничным поверхностям тока:

$$D_n, D'' = \frac{1}{2}(D_n + D_{cp}), \quad D_{cp}, D' = \frac{1}{2}(D_{cp} + D_k) \quad \text{и} \quad D_k.$$

На средней поверхности параметры примем условно равными полученным в детальном расчете ступени по D_{cp} , т.е. известными будут значения $\alpha_{1cp}, v_{cp}, c_{1cp}, c_{u1cp}, c_{a1cp}, \alpha_{2cp}, c_{u2cp}, p_{2cp}$ и др.

Будем считать, что в контрольных сечениях поток движется по цилиндрическим поверхностям, соосным с турбиной. Центробежным эффектом при течении струйки в рабочем колесе пренебрегаем, т.е. для каждой поверхности тока полагаем $T_{\omega_1}^* = T_{\omega_2}^*$.

Расчет удобно проводить в табличной форме следующего вида:

№ пп	Определяемый параметр	Размерность	Результаты расчета на диаметрах						
			D_{n1}	D''	D_{cp}	D'	D_k		

§ 3.1. Расчет параметров потока за сопловым венцом

Закон $\alpha_1 = \text{const}$ при радиальной установке допатов

1. Диаметр поверхности тока D_1 .
2. Относительный диаметр $\bar{D}_1 = D_1 / D_{1cp}$.
3. Угол абсолютной скорости $\alpha_1 = \alpha_{1cp}$.
4. Коэффициент скорости $\varphi = \varphi_{cp}$.
5. Абсолютная скорость

$$c_1 = c_{1cp} \frac{1}{\bar{D}_1 \varphi^2 \cos^2 \alpha_1}$$

6. Окружная составляющая абсолютной скорости

$$c_{u1} = c_{u1cp} \frac{1}{\bar{D}_1 \varphi^2 \cos^2 \alpha_1}$$

7. Осевая скорость

$$c_{a1} = c_{a1cp} \frac{1}{\bar{D}_1 \varphi^2 \cos^2 \alpha_1}$$

8. Адиабатическая скорость истечения газа

$$c_{1ад} = \frac{c_1}{\varphi}$$

9. Приведенная адиабатическая скорость

$$\lambda_{c_{1ад}} = \frac{c_{1ад}}{a_{кpo}}$$

10. Теплоперепад, соответствующий адиабатической скорости

$$\Delta i_{c_{1ад}} = \frac{c_{1ад}^2}{8380} \text{ ккал/кг} .$$

11. Статическая адиабатическая энтальпия

$$i_{1ад} = i_o^* - \Delta i_{c_{1ад}} .$$

12. Термодинамическую функцию $\pi_{1ад}$ находим из диаграммы [II].

13. Статическое давление

$$p_1 = p_o^* \frac{\pi_{1ад}}{\pi_o^*} .$$

14. Теплоперепад, соответствующий абсолютной скорости

$$\Delta i_{c_1} = \frac{c_1^2}{8380} .$$

15. Статическая энтальпия

$$i_1 = i_o^* - \Delta i_{c_1} .$$

16. По диаграмме находим T_1 и π_1 .

17. Удельный вес газа

$$\gamma_1 = \frac{p_1}{R T_1} .$$

18. Окружная скорость вращения колеса

$$u_1 = u_{1ср} \cdot \bar{D}_1 .$$

19. Окружная составляющая относительной скорости на входе в рабочий венец

$$\omega_{u_1} = c_{u_1} - u_1 .$$

20. Угол входа потока в рабочий венец в относительном движении:

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{a_1}}{\omega_{u_1}} \quad (\text{если } \omega_{u_1} > 0 \quad , \text{ как на рис. I9a})$$

или

$$\beta_1 = 180^\circ - \arctg \frac{c_{a_1}}{|\omega_{u_1}|} \quad (\text{если } \omega_{u_1} \leq 0 \quad , \text{ как на рис. I9б}).$$

21. Относительная скорость

$$\omega_1 = \sqrt{\omega_{u_1}^2 + c_{a_1}^2} .$$

22. Теплоперепад, соответствующий относительной скорости,

$$\Delta l_{\omega_1} = \frac{\omega_1^2}{8380} \cdot$$

23. Полная энтальпия относительного потока на входе в рабочий венец

$$i_{\omega_1}^* = i_1 + \Delta l_{\omega_1} \cdot$$

24. Из диаграммы находим $T_{\omega_1}^*$ и $\pi_{\omega_1}^*$.

25. Полное давление на входе в рабочий венец

$$P_{\omega_1}^* = P_1 \frac{\pi_{\omega_1}^*}{\pi_1} \cdot$$

26. Критическую скорость в рабочем венце для относительного потока $\alpha_{кр\omega}$ находим по рис.2 в зависимости от $T_{\omega_1}^*$.

27. Приведенная относительная скорость

$$\lambda_{\omega_1} = \frac{\omega_1}{\alpha_{кр\omega}} \cdot$$

Закон $\alpha_1 = \text{const}$ при наклонных лопатках

1. Диаметр поверхности тока D_1 .
2. Относительный диаметр $\bar{D}_1 = D_1 / D_{1cp}$.
3. Угол абсолютной скорости $\alpha_1 = \alpha_{1cp}$.
4. Коэффициент скорости $\varphi = \varphi_{cp}$.
5. Угол наклона лопаток ν_{cp} на диаметре D_{1cp} .
6. Ширина сопловых лопаток S_{cp} на диаметре D_{1cp} .
7. Ширина сопловых лопаток S_{D_1} на диаметре D_1 .
8. Средняя ширина на участке длины от D_{1cp} до D_1 .

$$S = \frac{S_{cp} + S_{D_1}}{2} \cdot$$

9. Параметр

$$m = \varphi^2 \cos^2 \alpha_1 - \frac{5\varphi^2 \sin^2 2\alpha_1}{8\xi} D_{1cp} \sin \nu_{cp} \cdot$$

10. Абсолютная скорость газа

$$c_1 = c_{1cp} \frac{1}{D_1^m} \cdot$$

(Строго говоря, это уравнение получено в [8] для сечения, проходящего через выходные кромки сопловых лопаток. Пренебрежем разницей между этим сечением и нашим контрольным сечением в зазоре).

II. Окружная составляющая абсолютной скорости

$$c_{u1} = c_{u1cp} \frac{1}{D_1^m}$$

12. Осевая скорость

$$c_{a1} = c_{a1cp} \frac{1}{D_1^m}$$

Дальнейшие вычисления идут по п.п. 8+27 расчета параметров по закону $\alpha_1 = \text{const}$ при радиальной установке лопаток.

§ 3.2. Расчет параметров потока в сечении за рабочим венцом

При отклонении скорости c_{2cp} от осевого направления не более, чем на 25° , с хорошей точностью можно принять, что по радиусу $r_2 = \text{const}$. Этот случай сравнительно малых закруток потока за колесом, встречающийся обычно в авиационных турбинах, будет рассмотрен в первую очередь.

Закон постоянной удельной работы, совершаемой газом на лопатках

1. Диаметр поверхности тока D_2 .
2. Относительный диаметр $\bar{D}_2 = D_2 / D_{0cp}$.
3. Окружная скорость вращения колеса

$$u_2 = u_{2cp} \bar{D}_2$$

4. Удельная работа

$$L_u = g (c_{u1cp} \cdot u_{1cp} + c_{u2cp} \cdot u_{2cp})$$

Здесь $c_{u2cp} > 0$ при $\alpha_{2cp} < 90^\circ$, как на рис.2Iа, и $c_{u2cp} < 0$ при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$, как на рис.2Iб. Если $\alpha_{2cp} = 90^\circ$,

то

$$L_u = g c_{u1cp} u_{1cp}$$

5. Окружная составляющая абсолютной скорости

$$c_{u2} = g \frac{L_u}{u_2} = c_{u1} \frac{u_1}{u_2}$$

6. Окружная составляющая относительной скорости

$$\omega_{u_2} = u_2 + c_{u_2}$$

7. Статическое давление (при $65^\circ \leq \alpha_{2cp} \leq 115^\circ$)

$$p_2 = p_{2cp}$$

8. Термодинамическая функция

$$\pi_{2ад} = \pi_{\omega_1}^* \frac{p_2}{p_{\omega_1}^*}$$

9. Статическую адиабатическую энтальпию за рабочим венцом $i_{2ад}$ находим из диаграммы.

10. Теплоперепад, соответствующий адиабатической скорости относительного потока

$$\Delta i_{\omega_{2ад}} = i_{\omega_1}^* - i_{2ад}$$

11. Адиабатическая относительная скорость

$$\omega_{2ад} = 91,53 \sqrt{\Delta i_{\omega_{2ад}}}$$

12. Приведенная адиабатическая скорости

$$\lambda_{\omega_{2ад}} = \frac{\omega_{2ад}}{a_{кр\omega}}$$

13. Коэффициент скорости $\psi = \psi_{cp}$

14. Относительная скорость $\omega_2 = \psi \omega_{2ад}$

15. Теплоперепад, соответствующий относительной скорости.

$$\Delta i_{\omega_2} = \frac{\omega_2^2}{8380}$$

16. Статическая энтальпия

$$i_2 = i_{\omega_2}^* - \Delta i_{\omega_2}$$

17. Статическую температуру T_2 находим из диаграммы.

18. Удельный вес газа

$$\gamma_2 = \frac{p_2}{R T_2}$$

19. Угол относительной скорости

$$\beta_2 = \arccos \frac{\omega_{u_2}}{\omega_2}$$

20. Осевая скорость

$$\omega_{a_2} = \omega_2 \sin \beta_2$$

21. Абсолютная скорость

$$c_2 = \sqrt{c_{u_2}^2 + \omega_{a_2}^2}$$

22. Угол в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{\omega_{a2}}{c_2} \quad (\text{если } c_{u2} \geq 0)$$

или

$$\alpha_2 = 180^\circ - \arcsin \frac{\omega_{a2}}{c_2} \quad (\text{если } c_{u2} \leq 0).$$

23. Теплоперепад, соответствующий абсолютной скорости

$$\Delta i_{c2} = \frac{c_2^2}{8380}$$

24. Полная энтальпия абсолютного потока

$$i_2^* = i_2 + \Delta i_{c2}$$

25. Полная температура абсолютного потока T_2^* из диаграммы.

26. Критическую скорость $a_{кр2}$ находим по рис.2 в зависимости от T_2^* .

27. Приведенная абсолютная скорость

$$\lambda_{c2} = \frac{c_2}{a_{кр2}}$$

В случае $65^\circ > \alpha_{2\varphi} > 115^\circ$ расчет, начиная с п.7, ведется в следующем порядке.

7'. Осевая скорость $\omega_{a2} = \omega_{a2cp}$. Это условие достаточно точно при $\Theta_2 > 4$ [25], [17].

При $\Theta_2 = 4$ осевая скорость находится из уравнения [17]:

$$\omega_{a2}^2 = \omega_{a2cp}^2 - 2g \frac{L_u}{u_{2cp}} c_{u1cp} \left[\frac{-(\varphi^2 \cos^2 \alpha_1 + 1)}{D_2} - 1 \right] \frac{1 - \varphi^2 \cos^2 \alpha_1}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1 + 1} + C_{a1}^2 - C_{u1cp}^2$$

8'. Относительная скорость

$$\omega_2 = \sqrt{\omega_{a2}^2 + \omega_{u2}^2}$$

9'. Коэффициент скорости $\psi = \psi_{cp}$.

10'. Адиабатическая относительная скорость $\omega_{2ад} = \frac{\omega_2}{\psi}$.

11'. Приведенная адиабатическая скорость

$$\lambda_{\omega_{2ад}} = \frac{\omega_{2ад}}{a_{кр,\omega}}$$

Дальнейшие вычисления идут по п.п. 15+19 и 21+27 расчета параметров в случае $65^{\circ} \leq \alpha_{2cp} \leq 115^{\circ}$.

Закон постоянного направления
абсолютной скорости ($\alpha_2 = const$)

1. Диаметр поверхности тока D_2 .
2. Относительный диаметр $\bar{D}_2 = D_2 / D_{2cp}$.
3. Окружная скорость вращения колеса $u_2 = u_{2cp} \cdot \bar{D}_2$.
4. Угол в абсолютном движении $\alpha_2 = \alpha_{2cp}$.
5. Статическое давление (при $65^{\circ} \leq \alpha_{2cp} \leq 115^{\circ}$) $p_2 = p_{2cp}$.
6. Термодинамическая функция

$$f_{2ад} = X_{w_1}^* \frac{p_2}{p_{w_1}^*}.$$

7. Статическую адиабатическую энтальпию за рабочим венцом $i_{2ад}$ находим из диаграммы.

8. Теплоперепад, соответствующий адиабатической скорости относительного потока

$$\Delta i_{w_{2ад}} = i_{w_1}^* - i_{2ад}.$$

9. Адиабатическая относительная скорость

$$w_{2ад} = 91,53 \sqrt{\Delta i_{w_{2ад}}}.$$

10. Приведенная адиабатическая скорость

$$\lambda_{w_{2ад}} = \frac{w_{2ад}}{a_{крw}}$$

11. Коэффициент скорости $\psi = \psi_{cp}$.

12. Относительная скорость $w = \psi w_{2ад}$.

13. Теплоперепад, соответствующий относительной скорости

$$\Delta i_{w_2} = \frac{w^2}{8380}.$$

14. Статическая энтальпия

$$i_2 = i_{w_1}^* - \Delta i_{w_2}.$$

15. Статическую температуру T_2 находим из диаграммы.

16. Угол относительной скорости

$$\beta_2 = \alpha_2 - \arcsin \left[\frac{u_2}{\omega_2} \sin \alpha_2 \right]$$

17. Осьевая скорость

$$\omega_{02} = \omega_2 \sin \beta_2$$

18. Абсолютная скорость

$$C_2 = \omega_{02} \operatorname{cosec} \alpha_2$$

19. Температурный перепад, соответствующий абсолютной скорости

$$\Delta i_{c_2} = \frac{C_2^2}{8380}$$

20. Полная энтальпия абсолютного потока

$$i_2 = i_2^* + \Delta i_{c_2}$$

21. Полную температуру абсолютного потока T_2^* находим из диаграммы.

22. Критическую скорость $a_{кр2}$ находим по рис.2 в зависимости от T_2^* .

23. Приведенная абсолютная скорость

$$\lambda_{c_2} = \frac{C_2}{a_{кр2}}$$

24. Удельный вес газа

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R T_2}$$

В случае $65^\circ < \alpha_2 < 115^\circ$ расчет, начиная с п.5, ведется с следующим порядком.

5'. Абсолютная скорость

$$C_2 = C_{2cp} \frac{1}{D_2^{\cos^2 \alpha_2}}$$

6'. Осьевая скорость

$$C_{02} = C_2 \sin \alpha_2$$

7'. Окружная составляющая абсолютной скорости

$$C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2$$

8'. Окружная составляющая относительной скорости

$$\omega_{u2} = u_2 + C_{u2} \quad (\text{если } \alpha_2 < 90^\circ),$$

$$\omega_{u2} = u_2 - C_{u2} \quad (\text{если } \alpha_2 > 90^\circ).$$

или

9'. Угол относительной скорости

$$\beta_2 = \alpha_2 \operatorname{tg} \frac{c_{a2}}{w_{u2}}$$

10'. Относительная скорость

$$w_2 = c_{a2} \operatorname{cosec} \beta_2$$

11'. Коэффициент скорости $\psi = \psi_{cp}$

12'. Адиабатическая относительная скорость

$$w_{2ад} = \frac{w_2}{\psi}$$

13'. Приведенная адиабатическая скорость

$$\lambda_{w_{2ад}} = \frac{w_{2ад}}{a_{крw}}$$

14'. Теплоперепад, соответствующий относительной скорости

$$\Delta l_{w_2} = \frac{w_2^2}{8580}$$

15'. Статическая энтальпия

$$l_2 = l_{w_2}^* - \Delta l_{w_2}$$

16'. Статическую температуру T_2 находим из диаграммы.

Дальнейшие вычисления идут по п.п. 19+24 расчета параметров в случае $65^\circ \leq \alpha_{2cp} \leq 115^\circ$.

Иногда для улучшения корневых профилей рабочей лопатки целесообразно, отступив от строгого выполнения условия $\alpha_2 = \operatorname{const}$ вдоль лопатки, допустить некоторое снижение α_2 от периферии к корню, сохраняя на D_{2cp} расчетное значение α_{2cp} . При этом порядок расчета не изменяется, лишь корректируются соответствующим образом значения α_2 на расчетных диаметрах.

Чтобы проверить приемлемость полученного распределения параметров в ступени вдоль радиуса, нужно вычислить графическим интегрированием расходы в сечениях 1 и 2 по формулам

$$G_1 = 2\pi \int_{r_{k1}}^{r_{n1}} c_{a1} \gamma_1 r dr$$

$$G_2 = 2\pi \int_{r_{k2}}^{r_{n2}} c_{a2} \gamma_2 r dr$$

и сравнить их значения с соответствующими значениями расходов, известными из расчета по среднему диаметру. Обычно различие между интегральными и средними значениями расходов в сечении для рассматриваемых в пособии законов закрутки не превышает 1,5 %, что допустимо.

Расчет закрутки сопловых и рабочих лопаток ступени завершается построением в каждом контрольном сечении кривых распределения приведенных скоростей и углов абсолютного и относительного потоков по радиусу, а также треугольников скоростей.

Раздел IV. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТУРБИНЫ ДТРД

Исходные данные

Из термодинамического расчета ДТРД известны:

$$\begin{aligned} G_6^I &= 45,56 \text{ кг/сек}, & p_3^* &= 8,337 \text{ атм}, & G_{Г_4} &= 46,24 \text{ кг/сек}, \\ G_{Г_3} &= 44,88 \text{ кг/сек}, & \Delta i_{зф_7}^* &= 148,23 \text{ ккал/кг}, & T_4^* &= 685,2^0 \text{ абс}, \\ T_3^* &= 1220^0 \text{ абс}, & \eta_T^* &= 0,915, & i_4^* &= 169,24 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}, \\ i_3^* &= 317,47 \text{ ккал/кг}, & G_{6_{\text{окл}}} &= 1,37 \text{ кг/сек}, & \pi_4^* &= 28,39, \\ \pi_3^* &= 288665, & i_2^{*I} &= 165,27 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}, & p_4^* &= 0,6045 \text{ атм}. \end{aligned}$$

В предварительном расчете турбокомпрессора [6] определены: для турбины высокого давления (ВД) - число ступеней $z_B = 1$,

$$\begin{aligned} \Delta i_{зф_B}^* &= 72,4 \text{ ккал/кг}, & T_{2B}^* &= 965,5^0 \text{ абс}, & u_{ср_B} &= 426 \text{ м/сек}, \\ \eta_{ад_B}^* &= 0,9015, & i_{2B}^* &= 245,07 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}, & D_{ср_B} &= 0,926 \text{ м}, \\ u_B &= 0,519, & p_{2B}^* &= 2,8 \text{ атм}, & n_B &= 8790 \text{ об/мин}; \end{aligned}$$

для турбины низкого давления (НД) - число ступеней $z_H = 4$,

$$\begin{aligned} \Delta i_{зф_H}^* &= 75,83 \text{ ккал/кг}, & \varepsilon_H^* &= 4,68, & u_{ср_H} &= 217,5 \text{ м/сек}, \\ \eta_{ад_H}^* &= 0,9055, & u_H &= 0,518, & D_{ср_H} &= 0,917 \text{ м}, \\ & & & & n_H &= 4530 \text{ об/мин}. \end{aligned}$$

Рабочие лопатки турбины будут изготавливаться из сплавов типа ЛС6К или ЭМ598, у которых $\gamma_M = 8,1+8,5 \text{ г/см}^3$.

В расчете используются диаграммы Π , i - функций для процессов сгорания с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 4$ [11].

§ 4.1. Предварительный расчет турбины

1. $\alpha_4 = 90^\circ$ (расчет ведется для крейсерского режима).
2. $\lambda_{c_4} = 0,47$.
3. $a_{кр_4} = 476,9$ м/сек, что соответствует $T_4^* = 685,2^\circ$ абс.
 $C_4 = C_{4a} = 0,47 \cdot 476,9 = 224,2$ м/сек.
4. $\Delta i_{c_4} = \frac{224,2^2}{8380} = 6$ ккал/кг.
5. $i_4 = 169,24 - 6 = 163,24$ ккал/кг, $T_4 = 662,3^\circ$ абс,
 $\Pi_4 = 24,93$.
6. $p_4 = 0,6045 \frac{24,93}{28,39} = 0,5308$ атм.
7. $\gamma_4 = \frac{0,5308 \cdot 10^4}{29,36 \cdot 662,3} = 0,273$ кг/м³.
8. $f_{ос_4} = \frac{46,24}{224,2 \cdot 0,273} = 0,765$ м².
9. $\xi_4 = \frac{0,736}{3,14 \cdot 0,917} = 0,263$ м; $D_{п_4} = 0,917 + 0,263 = 1,18$ м.
10. $\Theta_{\Pi} = \frac{0,917}{0,263} = 3,49$.

11. Напряжение у корня в последней рабочей лопатке турбины:

$$\sigma_{р\Pi} = 0,0204 \cdot 8,3 \cdot 217,5^2 \frac{1}{3,49} \cdot 0,6 = 13780 \text{ кг/см}^2.$$

Выбором $\Phi = 0,6$ учтено, что лопатка будет обандажена.

12. Примем $\rho_{ср\Pi} = 0,5$.

13. $\bar{c}_{a_2\Pi} = \frac{224,2}{217,5} = 1,03$.

Величина $\gamma_{IV} = 0,685$, соответствующая по рис.3 значениям $\alpha_{2IV} = \alpha_4 = 90^\circ$ и $\rho_{срIV} = 0,5$, не приемлема, поскольку превышает γ_{II} более, чем на 15% ($\gamma_{IV}/\gamma_{II} = 0,685/0,518 = 1,325$).

Для уменьшения γ_{IV} снизим $\rho_{срIV}$, сохранив неизменным $\alpha_{2IV} = 90^\circ$. Подбираем такое значение $\rho_{срIV} = 0,322$, которому отвечает $\gamma_{IV} = 0,59$, превышающее γ_{II} лишь на ~14%.

$$14. \Delta i_{адIV}^* = \frac{217,5^2}{8380 \cdot 0,59^2} = 16,22 \text{ ккал/кг.}$$

15. $\eta_{адстII}^* = 0,8925$, что соответствует $\eta_{адII}^* = 0,9055$, $z_{II} = 4$ и $\epsilon_{II}^* = 4,68$.

$$16. \Delta i_{эфIV}^* = 16,22 \cdot 0,8925 = 14,5 \text{ ккал/кг.}$$

17. Так как фактический расход газа через турбину НД $G_{гII} = G_{г4} = 46,24$ кг/сек больше участвовавшего при ее расчете в цикле и предварительном расчете турбокомпрессора ($G_{г3} = 44,88$ кг/сек), то эффективный теплоперепад на 1 кг газа в турбине НД должен быть уменьшен при сохранении величины ее мощности, потребной для вращения компрессора.

Из предварительного расчета турбокомпрессора потребная мощность:

$$AL_{гII}^* = \Delta i_{эфII}^* \cdot G_{г3} = 75,83 \cdot 44,88 = 3405 \text{ ккал/сек.}$$

Расчетное значение теплоперепада:

$$\Delta i_{эфII}^{*р} = \frac{AL_{гII}^*}{G_{гII}} = \frac{3405}{46,24} = 73,6 \text{ ккал/кг.}$$

Теплоперепад в первых трех ступенях турбины НД ($\Delta i_{эфII}^{*р} - \Delta i_{эфIV}^*$) = $73,6 - 14,5 = 59,1$ ккал/кг распределяем следующим образом (в ккал/кг): $\Delta i_{эфI}^* = 18,7$, $\Delta i_{эфII}^* = 19,7$ и $\Delta i_{эфIII}^* = 20,7$.

$$18. \lambda_3 = 0,18.$$

19. $\alpha_{кр3} = 634$ м/сек, что соответствует $T_3^* = 1220^\circ$ абс;
 $C_3 = 0,18 \cdot 634 = 114,1$ м/сек.

$$20. \Delta i_{C3} = \frac{114,1^2}{8380} = 1,56 \text{ ккал/кг.}$$

21. $i_3 = 317,47 - 1,56 = 315,91$ ккал/кг, $T_3 = 1214,6^\circ$ абс,
 $\rho_3 = 283,3$.

$$22. \quad p_3 = 8,337 \frac{283,3}{288,65} = 8,185 \text{ атм}, \quad \rho_3 = \frac{8,185 \cdot 10^4}{29,36 \cdot 1214,6} = 2,296 \text{ кг/м}^3.$$

$$23. \quad f_{\alpha_3} = \frac{44,88}{114,1 \cdot 2,296} = 0,1715 \text{ м}^2.$$

24. $D_{cp3} = 0,926 \text{ м}$, как определено в предварительном расчете турбокомпрессора для турбины ВД. Тогда

$$l_3 = \frac{0,1715}{3,14 \cdot 0,926} = 0,059 \text{ м}.$$

Дальнейший расчет турбины, относящийся к предварительной оценке параметров на входе в первую ступень турбины НД, представлен в табл.2. Расчет выполнен в двух вариантах, причем необходимость второго варианта обнаружена уже в детальном расчете ступени ВД.

Используя проработки, выполненные в предварительном расчете турбокомпрессора [6], уточняем геометрические параметры меридианного сечения проточной части в соответствии с рекомендациями п.п. 25-28.

Геометрические параметры построенного меридианного сечения, (рис.24) приведены в табл.1. В ней же даны величины u_{cp} в контрольных сечениях.

41. Величины радиальных зазоров приведены в табл.3.

Охлаждаемые рабочие лопатки ступени ВД предполагается выполнять несбандаженными, а все рабочие лопатки турбины НД - обандаженными с лабиринтными уплотнениями, геометрические параметры которых даны в табл.3.

1,2 мм

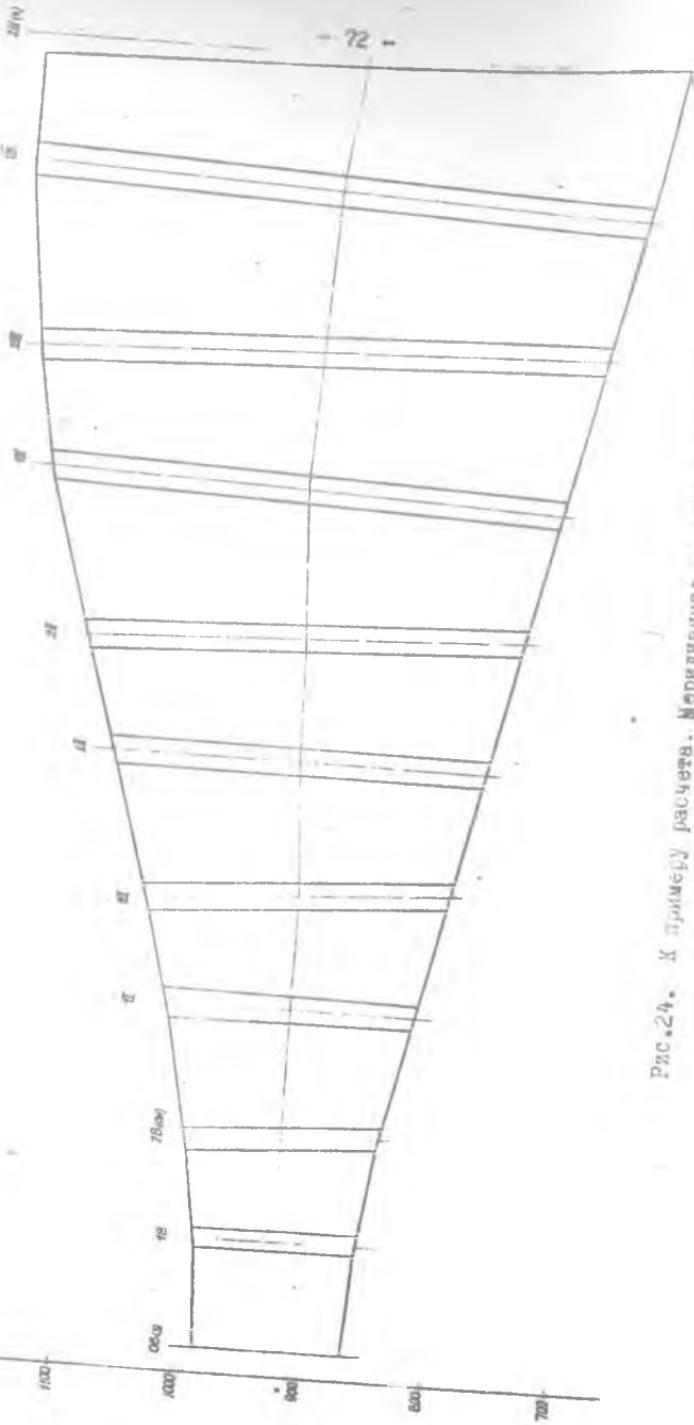


Рис. 24. К примеру расчета. Меридианное сечение части трубы ДТРУ

Т а б л и ц а I

Турбина	БД		И		II		III		IV	
	C, I	P, 2	C, I	P, 2	C, I	P, 2	C, I	P, 2	C, I	P, 2
D_n мм	991,5	1064	1027	1049	1084	1111	1149	1165	1180	1180
D_k мм	860,5	848	826,5	804	781,5	757,5	733	705	679	654
D_{cp} мм	926	926	926,75	926,5	932,75	934,25	941	935	929,5	917
l мм	55,5	78	100,25	122,5	151,25	176,75	208	230	250,5	263
θ	14,13	11,85	9,22	7,56	6,17	5,29	4,52	4,07	3,71	3,49
l/S_{cp}	1,639	2,363	2,36	3,45	3,4	4,41	4,16	5,105	4,55	5,48
S_{cp} мм	40	33	42,5	35,5	44,5	40	50	45	55	48
f_{oc} м ²	0,1915	0,2269	0,2919	0,3566	0,4432	0,5187	0,615	0,6756	0,7319	0,7581
$\delta_{ак}/l$	0,12	0,115	0,1	0,09	0,073	0,062	0,055	0,052	0,052	0,052
$\delta_{ак}$ мм	8	9	10	11	11	11	11,5	12	13	13
γ_n^0	3	8,7	11	14	16	16	16	10	6	0
γ_k^0	4,5	7,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	11
S_n мм	40	31	44,5	32	48,5	35,5	56,8	37,2	64	39
S_k мм	40	35	40,9	39,5	40	44	43,2	52,7	48	57
S_n/S_k	I	0,886	1,09	0,81	1,21	0,807	1,315	0,706	1,335	0,684
U_{cp} м/сек	426,3	219,9	219,9	219,8	221,3	221,7	223,2	221,9	220,5	217,6

Таблица 2

пункта	Параметр	I вариант	II вариант
29	i_{OH}^* квал/кг	317,47-72,4=245,07	245,07
	T_{OH}^* ° абс	965,5	965,5
	π_{OH}^*	109,48	109,48
30	$\Delta i_{адВ}^*$ квал/кг	$\frac{72,4}{0,9015} = 80,3$	80,3
31	$i_{ад2В}^*$ квал/кг	317,47-80,3=237,17	237,17
	$\pi_{ад2В}^*$	97,03	97,03
32	p_{OH}^* атм	$8,337 \cdot \frac{97,03}{288,65} = 2,803$	2,803
33	α_{OH} градус	70	66,5
	$\sin \alpha_{OH}$	0,9397	0,9171
34	$q(\lambda_{OH})$	$\frac{46,24 \sqrt{965,6}}{3893 \cdot 2,803 \cdot 0,2269 \cdot 0,9397} = 0,618$	$\frac{46,24 \sqrt{965,5}}{3893 \cdot 2,803 \cdot 0,2269 \cdot 0,9171} = 0,6335$
	λ_{OH}	0,42	0,433
	$\pi(\lambda_{OH})$	0,903	0,8973
35	$a_{кр OH}^*$ м/сек	565	565
36	c_{OH} м/сек	$0,42 \cdot 565 = 237,4$	$0,433 \cdot 565 = 244,9$
37	c_{uOH} м/сек	$237,4 \cdot 0,9397 = 223,1$	$244,9 \cdot 0,9171 = 224,5$
38	$\bar{c}_{a2В}$	$\frac{223,1}{426,3} = 0,523$	$\frac{224,5}{426,3} = 0,526$
39	$p_{срВ}$	0,327	0,36
40	p_{OH} атм	$2,803 \cdot 0,903 = 2,532$	$2,803 \cdot 0,8973 = 2,516$

Таблица 3

Турбина	ВД	ВД			
Параметр		I ступень	II ступень	III ступень	IV ступень
δ_p %	0,77	0,816	0,85	0,826	0,832
δ_p мм	0,6	1	1,5	1,9	2,2
z_l	-	3	3	3	3
l_l мм	-	5	5	6	6
δ_l мм	-	0,3	0,3	0,3	0,3

§ 4.2. Детальный расчет ступени ВД

№ пункта	Параметр	I вариант	II вариант
1	$\pi_{2адсм}$ ккал/кг	$288,65 \cdot \frac{2532}{8,337} = 87,7$	$288,65 \cdot \frac{2,516}{8,337} = 87,1$
	$i_{2адсм}$	230,76	230,34
2	$\Delta i_{адсм}$ ккал/кг	$317,47 - 230,76 = 86,71$	$317,47 - 230,34 = 87,13$
3	$\Delta i_{с1ад}$ ккал/кг	$(1 - 0,327) \cdot 86,71 = 58,35$	$(1 - 0,36) \cdot 87,13 = 55,75$
4	$c_{1ад}$ м/сек	$91,53 \sqrt{58,35} = 699$	$91,53 \sqrt{55,75} = 683,2$
5	$\lambda_{с1ад}$	$\frac{699}{634} = 1,103$	$\frac{683,2}{634} = 1,0775$

Поскольку значение $\lambda_{с1ад}$ желательно меньше, чем получено в расчете по первому варианту, увеличиваем $\rho_{срв}$ до 0,36. Это требует повторения предыдущих расчетов, причем начинаем их с оценки $\alpha_{он}$: используя известные $\rho_{срв} = 0,3$, $\psi_{в} = 0,519$ и оставляя

$\bar{c}_{a2B} = 0,523$, как в первом варианте, находим по рис. 3 $\alpha_{OH} = 66^{\circ}30'$.
 Дальнейший расчет, начиная с пункта 6 § 4.2, проводим лишь для второго варианта.

6. Назначаем $\varphi = 0,96$, принимая во внимание сравнительно высокое значение λ_{c1a0} , малую длину лопатки и толщину из-за охлаждения выходную кромку.

7. $\lambda_{c1} = 0,96 \cdot 1,0775 = 1,035$; $q(1,035) = 0,9985$.

8. $\beta_1^* = 0,9403$,

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{44,88 \sqrt{1220}}{3893 \cdot 8,337 \cdot 0,9403 \cdot 0,1915 \cdot 0,9985} =$$

$$= \arcsin 0,2688 \approx 15^{\circ}36'$$

$$\cos 15^{\circ}36' = 0,9632.$$

9. Для радиально установленных сопловых лопаток:

$$\beta_K = 1 - (1 - 0,36) \cdot \left(\frac{14,13}{14,13 - 1} \right)^{2 \cdot 0,96^2 \cdot 0,9632^2} = 0,274.$$

Значение $\beta_K = 0,274$ приемлемо в проектируемой ступени.

10. $\alpha_0 + \alpha_1 = 90^{\circ} + 15^{\circ}36' \approx 105^{\circ}36'$, $K_c = \frac{1}{0,2688} = 3,72$.

$\zeta_{\text{тр min}} = 0,01$ (по кривой для $K = 1,5$).

11. $\zeta_{\text{тр}} = 1,8 \cdot 0,01 = 0,018$.

12. $\alpha_0 - \alpha_1 = 90^{\circ} - 15^{\circ}36' = 74^{\circ}24'$, $\alpha_y = 38^{\circ}15'$,
 $\sin 38^{\circ}15' = 0,6191$.

13. $\beta_c = \frac{40}{0,6191} = 64,6$ мм.

14. $\bar{t}_{\text{отп}} = 0,72$.

15. $t'_{\text{отп}} = 64,6 \cdot 0,72 = 46,5$ мм.

$$16. z'_{\text{опт}} = \frac{3,14 \cdot 0,926}{46,5} = 62,6. \quad \text{Принимаем } z_{\text{опт}} = 63.$$

$$t_{\text{опт}} = \frac{3,14 \cdot 0,926}{63} = 46,2 \text{ мм.}$$

17. По графику рис.14 $\lambda_{c1ад}^{\text{пред}} \approx 0,96$, что меньше расчетного значения $\lambda_{c1ад} = 1,0775$.

$$18. \varphi_{\text{тр}} = \sqrt{1 - 0,018} = 0,991; \quad \epsilon_n^* = 0,9885.$$

$$\lambda_n = 0,991; \quad q(0,991) = 0,9999.$$

$$\alpha_{\text{изф}} = \arcsin \left(\frac{0,8985 - 0,9403}{0,9999 \cdot 0,9885} \cdot 0,2688 \right) = \arcsin 0,2555 \approx 14^{\circ}48'.$$

$$19. a_{\text{опт1}} = 46,2 \cdot 0,2555 = 11,8 \text{ мм.}$$

$$20. d_1 = 1,6 \text{ мм.}$$

$$21. \zeta_{\text{кр}} = 0,2 \cdot \frac{1,6}{11,8} = 0,0271.$$

$$22. \zeta_{\text{пртл}} = 0,018 + 0,0271 = 0,0451.$$

23. Оставляем $z_c = z_{\text{опт}} = 63$, поэтому $\overline{\Delta \zeta}_t = 0$ и $\zeta_{\text{пр}} = 0,0451$.

$$24. \overline{\zeta}_\lambda = 1,325 \text{ (по кривой 2 рис.16),}$$

$$\zeta_{\text{пр}}^p = 0,0451 \cdot 1,325 = 0,05975.$$

$$25. t_0^* = 1220 - 273 = 947^{\circ}\text{C}, \quad \mu_c = 4,8 \cdot 10^{-6} \text{ кгсек/м}^2,$$

$$\gamma_0^* = \frac{8,337 \cdot 10^4}{29,36 \cdot 1220} = 2,33 \text{ кг/м}^3, \quad \epsilon(1,0775) = 0,58,$$

$$\gamma_{01ад} = 2,33 \cdot 0,58 = 1,351 \text{ кг/м}^3,$$

$$Re_c = \frac{683,2 \cdot 1,351 \cdot 0,0646}{9,81 \cdot 4,8 \cdot 10^{-6}} = 1,266 \cdot 10^6.$$

26. $Re_c = 1,266 \cdot 10^6 > Re_{\text{обт}}$, поэтому $\zeta_{\text{прRe}}^P = \zeta_{\text{пр}}^P = 0,05975$.

27. $l_{\text{сф}} = \frac{59 + 65,5}{2} = 62,25$ мм, $\zeta_{\text{к}} = 2 \cdot 0,018 \cdot \frac{11,8}{62,25} = 0,0068$.

28. $\zeta_1 = 0,05975 + 0,0068 = 0,06655$.

29. $\Theta_1 = 14,13$, $\zeta_{\Theta} = 1$, $\zeta_1^P = 0,06655$.

30. $\varphi = \sqrt{1 - 0,06655} = 0,9661$.

31. $c_1 = 0,9661 \cdot 683,2 = 660$ м/сек.

32. $\Delta i_{c_1} = \frac{660^2}{8380} = 51,97$ ккал/кг.

33. $\bar{l}_1 = 317,47 - 51,97 = 265,5$ ккал/кг,

$T_1 = 1038,3^{\circ}$ абс, $\mathcal{T}_1 = 147,4$.

34. $l_{\text{таб}} = 317,47 - 55,75 = 261,72$ ккал/кг, $\mathcal{T}_{\text{таб}} = 139,72$.

35. $p_1 = 8,337 \cdot \frac{139,72}{288,65} = 4,035$ атм.

36. $\nu_1 = \frac{4,035 \cdot 10^4}{29,36 \cdot 1038,3} = 1,325$ кг/м³.

37. $\alpha_1 = \arcsin \frac{44,88}{660 \cdot 1,325 \cdot 0,1915} = \arcsin 0,2682 = 15^{\circ} 33'$

$\cos 15^{\circ} 33' = 0,9634$.

38. $c_{a_1} = 660 \cdot 0,2682 = 177$ м/сек, $c_{u_1} = 660 \cdot 0,9634 = 636$ м/сек.

39. $\omega_{i_1} = 636 - 426,3 = 209,7$ м/сек.

40. $\beta_1 = \text{arctg} \frac{177}{209,7} = \text{arctg} 0,845 = 40^\circ 12'$, $\sin 40^\circ 12' = 0,6455$.

41. $\omega_1 = \frac{177}{0,6455} = 274,1$ м/сек.

42. $\Delta i_{\omega_1} = \frac{274,1^2}{8380} = 8,96$ ккал/кг.

43. $i_{\omega_1}^* = 265,5 + 8,96 = 274,46$ ккал/кг,
 $T_{\omega_1}^* = 1070^\circ$ абс, $\pi_{\omega_1}^* = 166,81$.

44. $a_{кр\omega} = 594,9$ м/сек.

45. $\lambda_{\omega_1} = \frac{274,1}{594,9} = 0,4605$.

46. $\rho_{\omega_1}^* = 4,035 \cdot \frac{166,81}{147,4} = 4,566$ г/см.

47. $\pi_{2\alpha\delta} = 166,81 \cdot \frac{2,516}{4,566} = 91,9$,

$i_{2\alpha\delta} = 233,71$ ккал/кг, $T_{2\alpha\delta} = 924,5^\circ$ абс.

48. $\Delta i_{\omega_{2\alpha\delta}} = 274,46 - 233,71 = 40,75$ ккал/кг.

49. $\omega_{2\alpha\delta} = 91,93 \sqrt{40,75} = 584$ м/сек.

50. $\lambda_{\omega_{2\alpha\delta}} = \frac{584}{594,9} = 0,982$.

56. $\psi = 0,95$.

57. $\lambda_{\omega_2} = 0,95 \cdot 0,982 = 0,933$, $q(0,933) = 0,9947$.

$$58. \quad \epsilon_2^* = 0,9404,$$

$$\beta_2 = \arcsin \frac{44,88 \sqrt{1070}}{3893 \cdot 4,566 \cdot 0,9404 \cdot 0,2269 \cdot 0,9947} = \arcsin 0,3891 \approx \\ \approx 22^\circ 54'.$$

Определяем коэффициент потерь в рабочем венце.

$$10'. \quad \beta_1 + \beta_2 = 40^\circ 12' + 22^\circ 54' = 63^\circ 06', \quad K_p = \frac{0,6455}{0,3891} = 1,66,$$

$$\zeta_{\text{тр min}} = 0,0132 \text{ (по кривой для } K = 1,5).$$

$$11'. \quad \zeta_{\text{тр}} = 1,8 \cdot 0,0132 = 0,02375.$$

$$12'. \quad \beta_1 - \beta_2 = 40^\circ 12' - 22^\circ 54' = 17^\circ 18', \quad \beta_y = 65^\circ 20', \\ \sin 65^\circ 20' = 0,90875.$$

$$13'. \quad b_p = \frac{33}{0,90875} = 36,3 \text{ мм.}$$

$$14'. \quad \bar{t}_{\text{онм}} = 0,645.$$

$$15'. \quad t'_{\text{онм}} = 36,3 \cdot 0,645 = 23,42 \text{ мм.}$$

$$16'. \quad z'_{\text{онм}} = \frac{3,14 \cdot 926}{23,42} = 124,3. \quad \text{Принимаем } z_{\text{онм}} = 124.$$

$$t_{\text{орнм}} = \frac{3,14 \cdot 926}{124} = 23,48 \text{ мм.}$$

$$17'. \quad \lambda_{\text{зад}}^{\text{пред}} = 0,94, \text{ что меньше расчетного } \lambda_{\omega_{2\text{ад}}} = 0,982.$$

$$18'. \quad \psi_{\text{тр}} = \sqrt{1 - 0,02375} = 0,988, \quad \epsilon_n^* = 0,985,$$

$$\lambda_n = 0,988, \quad \eta(0,988) = 0,9998,$$

$$\beta_{2\text{эф}} \approx \arcsin \left(\frac{0,9947 \cdot 0,9404}{0,9998 \cdot 0,985} \cdot 0,3891 \right) = \arcsin 0,3696 = 21^{\circ}42'$$

$$19'. a_{\text{онм}_2} = 23,48 \cdot 0,3696 = 8,68 \text{ мм.}$$

$$20'. d_2 = 1,6 \text{ мм.}$$

$$21'. \zeta_{\text{кр}} = 0,2 \frac{1,6}{8,68} = 0,0369.$$

$$22'. \zeta_{\text{пр}_{\text{min}}} = 0,02375 + 0,0369 = 0,06065.$$

23'. Для облегчения размещения лопаток на ободке принимаем

$$z_p = 109.$$

$$t = \frac{3,14 \cdot 926}{109} = 26,7 \text{ мм, } \frac{t - t_{\text{онм}}}{t_{\text{онм}}} = \frac{26,7 - 23,48}{23,48} = 0,137,$$

$$\Delta \bar{\zeta}_t = 0,23, \quad \zeta_{\text{пр}} = 0,06065 (1 + 0,23) = 0,0746.$$

$$24'. \bar{\zeta}_\lambda = 1,09 \text{ (по кривой 2 рис.16); } \zeta_{\text{пр}}^p = 0,0746 \cdot 1,09 = 0,0813.$$

$$25'. \text{(Учитываем п.59). } t_{w_1}^* = 1070 - 273 = 797^{\circ}\text{C,}$$

$$\mu_p = 4,41 \cdot 10^{-6} \text{ кгсек/кг,}$$

$$\gamma_{2\text{ад}} = \frac{2,516 \cdot 10^4}{29,36 \cdot 924,5} = 0,927 \text{ кг/м}^3,$$

$$Re_p = \frac{584 \cdot 0,927 \cdot 0,0363}{9,81 \cdot 4,41 \cdot 10^{-6}} = 4,59 \cdot 10^5.$$

$$26'. \zeta_{\text{пр}_{\text{Re}}}^p = 0,0813 + \frac{2100}{4,59 \cdot 10^5} = 0,0813 + 0,0046 = 0,0859.$$

$$27'. l_{\text{пр}_{\text{ср}}} = \frac{65,5 + 78}{2} = 71,75 \text{ мм, } \alpha_2 = 8,68 \cdot \frac{124}{109} = 9,88 \text{ мм,}$$

$$\zeta_{\text{к}} = 2 \cdot 0,2375 \cdot \frac{9,88}{71,75} = 0,0065.$$

$$28. \zeta_2 = 0,0859 + 0,0065 = 0,0924.$$

$$50. \psi = \sqrt{1 - 0,0924} = 0,9527.$$

$$61. \omega_2^* = 0,9527 \cdot 584 = 556,4 \text{ м/сек.}$$

$$62. \Delta i_{\omega_2} = \frac{556,4^2}{8380} = 36,97 \text{ ккал/кг.}$$

$$63. i_2 = 274,46 - 36,97 = 237,49, \quad T_2 = 938,2^\circ \text{ абс.}$$

$$64. \beta_2 = \frac{2,516 \cdot 10^3}{29,36 \cdot 938,2} = 0,914.$$

$$65. \beta_2 = \arcsin \frac{44,88}{556,4 \cdot 0,914 \cdot 0,2269} = \arcsin 0,3886 = 22^\circ 52';$$

$$\cos \beta_2 = 0,92141.$$

$$66. \omega_{a_2} = 556,4 \cdot 0,3886 = 216,3 \text{ м/сек,}$$

$$\omega_{i_2} = 556,4 \cdot 0,92141 = 512,6 \text{ м/сек.}$$

$$67. c_{u_2} = 512,6 - 426,3 = 86,3 \text{ м/сек.}$$

$$68. c_2 = \sqrt{216,3^2 + 86,3^2} = 232,8 \text{ м/сек.}$$

$$69. \alpha_2 = \arcsin \frac{216,3}{232,8} = \arcsin 0,929 = 68^\circ 17'.$$

$$70. \Delta i_{c_2} = \frac{232,8^2}{8380} = 6,47 \text{ ккал/кг.}$$

$$71. i_{2л}^* = 237,49 + 6,47 = 243,96 \text{ ккал/кг.}$$

$$72. \Delta i_{л}^* = 317,47 - 243,96 = 73,51 \text{ ккал/кг.}$$

$$73. \delta_p / \ell_{Rp} = \frac{0,6}{71,75} = 0,00836; \bar{\alpha}_{2\beta} = 2,3;$$

$$\Delta i_{2a1} = 2,3 \cdot 0,00836 \cdot 73,51 = 1,41 \text{ ккал/кг.}$$

$$74. D_0 = \frac{0,8605 + 0,848}{2} = 0,8543 \text{ м,}$$

$$u_0 = \frac{3,14 \cdot 0,8543 \cdot 8790}{60} = 397,7 \text{ м/сек,}$$

$$\gamma = \frac{1,325 + 0,914}{2} = 1,1195 \text{ кг/м}^3,$$

$$\Delta i_m = \frac{0,406}{44,88} \cdot 0,8543^2 \cdot \left(\frac{397,7}{100}\right)^3 \cdot 1,1195 = 0,47 \text{ ккал/кг.}$$

$$75. \Delta i_{\text{пот}} = 1,41 + 0,47 = 1,88 \text{ ккал/кг.}$$

$$76. i_2 = 237,49 + 1,88 = 239,37 \text{ ккал/кг, } \eta_{2'} = 100,57.$$

$$77. i_{21}^* = 239,37 + 6,47 = 245,84 \text{ ккал/кг, } \tau_{2'}^* = 968,2^\circ \text{ abs,}$$

$$\eta_{21}^* = 110,78.$$

$$78. \Delta i_{\text{эфв}}^* = 317,47 - 245,84 = 71,63 \text{ ккал/кг.}$$

Полученное значение $\Delta i_{\text{эфв}}^*$ отличается от потребного $72,4 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$ на $\sim 1\%$, что допустимо.

$$79. p_2^* = 2,516 \cdot \frac{110,78}{100,37} = 2,778 \text{ атм.}$$

$$80. \alpha_{\text{кр}2} = 566 \text{ м/сек.}$$

$$81. \lambda_{\text{г}2} = \frac{232,8}{566} = 0,411.$$

82. Расход воздуха, идущий на охлаждение турбины, распределяем следующим образом:

$$G_{\text{бк}} = 0,01 \cdot G_{\text{б}}^I \approx 0,45 \text{ кг/сек; } G_{\text{бр}} = 0,02 \cdot G_{\text{б}}^I \approx 0,92 \text{ кг/сек.}$$

$$\text{Принимаем } i_{\text{бк}}^* - i_{\text{бр}}^* = i_2^* = 165,27 \text{ ккал/кг.}$$

$$\Delta i_{охлс}^* = \frac{0,45 \cdot (317,47 - 165,27)}{44,88 + 0,45} = 1,51 \text{ ккал/кг,}$$

$$\Delta i_{охлр}^* = \frac{0,92 \cdot (274,46 - 165,27)}{44,88 + 0,92} = 2,19 \text{ ккал/кг,}$$

$$i_{2'охл}^* = 245,84 - 1,51 - 2,19 = 242,14 \text{ ккал/кг, } T_{2'охл}^* = 955^{\circ} \text{ абс,}$$

$$\pi_{2'охл}^* = 104,74.$$

$$83. \pi_{2адст}^* = 288,65 \frac{2,778}{8,337} = 96,2; i_{2адст}^* = 236,62 \text{ ккал/кг.}$$

$$84. \Delta i_{адв}^* = 317,47 - 236,62 = 80,85 \text{ ккал/кг.}$$

$$85. \eta_{адв}^* = \frac{71,63}{80,85} = 0,886.$$

Полученное значение к.п.д. турбины ВД ниже потребного. Недобор к.п.д. $\Delta \eta_{адв}^* = \eta_{адв}^* - \eta_{адв}^{*погр} = 0,886 - 0,9015 = -0,0155$. Этот недобор необходимо компенсировать получением более высокого, по сравнению с найденным в предварительном расчете турбокомпрессора, значения к.п.д. турбины НД.

На этом расчет ступени ВД закончен.

§ 4.3. Оценка параметров потока в ступенях турбины НД

Параметры на входе в турбину НД определены в детальном расчете турбины ВД. Известно также, что к.п.д. турбины НД из-за недобора к.п.д. ступени ВД нужно получить выше, чем 0,9055.

Приближенное соотношение, связывающее в предварительном расчете турбокомпрессора отклонения к.п.д. турбин ВД и НД, следующее:

$$\Delta \eta_{адн}^* \cdot \Delta i_{адн}^* = -\Delta \eta_{адв}^* \cdot \Delta i_{адв}^* .$$

Согласно этому для рассматриваемого примера

$$\Delta \eta_{ад_1}^* = - (-0,0155) \frac{90,7}{83,6} = 0,015.$$

Корректированное потребное значение к.п.д. турбины НД

$$(\eta_{ад_1}^*)_{к} = \eta_{ад_1}^* + \Delta \eta_{ад_1}^* = 0,9055 + 0,015 = 0,9205.$$

Корректируем потребное среднее значение к.п.д. ступени в турбине НД (п.15 § I.1): по кривым рис.4 ($\eta_{ад_1}^*$)_к ≈ 0,909, что соответствует $\eta_{ад_1}^* = 0,9205$; $z_{н} = 4$ и $\varepsilon_{н}^* = 4,68$.

Результаты дальнейшего расчета по пунктам § I.1 представлены в табл.4. (Значения, помеченные в этой таблице звездочкой, известны из предшествующих расчетов).

Таблица 4

№ пункта	Параметр	С т у п е н и Н Д			
		I	II	III	IV
29	$i_{ад}^*$ ккал/кг	242,14 [*])	223,44	203,74	183,04
	T_0^* °абс	955 [*])	887,2	814,9	737,6
	π_0^*	104,74 [*])	77,92	55,58	37,68
30	$\Delta i_{ад}^*$ ккал/кг	20,57	21,67	22,77	-
31	$i_{ад_2}^*$ ккал/кг	221,57	201,77	180,97	-
	$\pi_{ад_2}^*$	75,54	53,66	36,16	-
32	p_0^* атм	2,778 [*])	2,01	1,385	0,9012
33	$c_{ад_ст}$ м/сек	415	426	436,4	-
	$y_{ст}$	0,53	0,52	0,5083	-
	α_0	68°17' [*])	80°	75°	70°
34	$q(\lambda_0)$	-	0,501	0,4881	0,5635
	λ_0	-	0,3306	0,321	0,377
	$\pi(\lambda_0)$	-	0,939	0,9425	0,9213
35	$a_{кpo}$ м/сек	562,2	542	519,2	494,2

Продолжение табл.4

№ пункта:	Параметр	С т у п е н ь			
		I	II	III	IV
36	C_n м/сек	-	179,1	166,6	186,3
37	C_{a_0} м/сек	-	176,4	160,9	175,2
38	\bar{C}_{a_2}	0,803	0,726	0,79	-
39	ρ_{op}	0,3	0,33	0,383	0,322 ^{*)}
40	ρ_0 ати	2,516 ^{*)}	1,886	1,305	0,83

§ 4.4. Детальный расчет турбины ИА по известным параметрам

Расчет сведен в табл.5, необходимые пояснения к нему помещены за таблицей.

Таблица 5

№ пункта:	Параметр	С т у п е н ь				
		I	II	III	IV	IV (2-й вар.)
1	\bar{c}_{a2cm}	71,1	50,6	33,28	22,14	23,945
	l_{a2cm} мм/кг	217,95	190,55	176,86	157,92	161,4
2	Δl_{a2cm} мм/кг	24,19	24,95	26,89	25,08	21,6
	Δl_{c1a0} мм/кг	16,93	16,71	16,59	17	14,65
4	C_{1a0} м/сек	376,4	373,8	372,7	377,2	350,3
5	λ_{c1a0}	0,669	0,6893	0,718	0,764	0,7085
6	φ	0,975	0,975	0,975	0,975	0,973
7	λ_{c_1}	0,652	0,672	0,7	0,745	0,69
	$q(\lambda_{c_1})$	0,858	0,8737	0,8941	0,9236	0,8871
8	θ_1^*	0,9866	0,9857	0,9843	0,9822	0,984
	$\sin \alpha_1$	0,5343	0,4605	0,4518	0,538	0,559

Продолжение табл.5

№ пункта	Параметр	Ступени				
		I	II	III	IV	V(2-й вар)
	α_1	32°18'	27°25'	26°51'	32°33'	33°59'
	$\cos \alpha_1$	0,84526	0,8877	0,8922	0,8429	0,8292
9	ρ_k	0,181	0,127	0,098	0,178	0,193
10	$\alpha_2 + \alpha_1$	100°35'	101°43'	97°04'	98°22'	99°48'
	ρ_c	1,738	2,09	2,08	1,695	1,631
	$\epsilon_{\text{тр min}}$	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
11	$\zeta_{\text{тр}}$	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018
12	$\alpha_2 - \alpha_1$	35°59'	46°53'	43°22'	33°16'	31°50'
	$\cos \alpha_2$	54°45'	49°24'	51°06'	56°18'	57°
	$\sin \alpha_2$	0,81664	0,7593	0,7782	0,83195	0,8387
13	\bar{t} мм	52	58,6	64,25	66,1	65,6
14	$t'_{\text{опп}}$	0,73	0,73	0,712	0,72	0,73
15	$t'_{\text{опп}}$ мм	37,95	42,8	45,74	47,6	47,87
16	$x'_{\text{опп}}$	76,7	68,4	64,6	61,3	61
	$x_{\text{опп}}$	77	68	65	61	61
	$t'_{\text{опп}}$ мм	37,8	43,1	45,5	47,87	47,87
17	$\lambda_{\text{скаб}}$	0,91	0,95	0,93	0,91	0,905
18	$\Delta \alpha_1$	2°07'	1°2'	1°14'	1°36'	2°05'
	$\Delta \alpha_2$	1°1'	1°1'	25°39'	30°57'	31°54'
	$\Delta \alpha_3$			0,43235	0,5143	0,2844
	$\Delta \alpha_4$			19,68	24,62	25,3
	$\Delta \alpha_5$				0,197	0,198
	$\Delta \alpha_6$			1,3	1,3	1,3
	$\Delta \alpha_7$		27	32		0100

Шаг	Параметр	С т у п е н и				
		I	II	III	IV	V (2-й вар)
24	$\sigma_{\text{пр}}$	1,035	1,01	1	1	1
	$\sigma_{\text{пр}}^{\text{P}}$	0,0295	0,031	0,0312	0,0286	0,0283
25	t_0 °C	682	614,7	542	464,5	464,5
	$\mu \cdot 10^6$ кг/сек	4,1	3,9	3,69	3,45	3,45
	$\varepsilon(\lambda_{\text{стад}})$	0,82	0,8099	0,7947	0,770	0,7996
	$\gamma_{\text{стад}}$ кг/м ³	0,813	0,6255	0,4608	0,3212	0,3335
	$Re_c \cdot 10^{-5}$	3,955	3,58	3,048	2,367	2,266
	$\sigma_{\text{пр}Re}$	0,0348	0,0369	0,0381	0,0375	0,0376
	26	$l_{\text{ср}}$ мм	89,13	136,9	192,38	240,25
27	σ_k	0,0077	0,005	0,0037	0,0037	0,0038
	σ_1	0,0425	0,0419	0,0418	0,0412	0,0414
29	σ_1^{P}	1,03	1,115	1,275	1,28	1,28
	σ_1^{P}	0,0438	0,0467	0,0533	0,0527	0,053
	ϕ	0,9779	0,9764	0,973	0,9733	0,9731
	c_1 м/сек	368,1	365	362,7	367	340,8
	Δi_c квал/кг	16,17	15,9	15,7	16,08	13,86
	i_1 квал/кг	225,97	207,6	188,05	166,92	169,14
	T_1 °вс	896,4	829,2	756,4	676,3	684,8
	π_1	81,17	59,54	41,55	27,02	28,33
	$i_{\text{стад}}$ квал/кг	225,21	206,79	187,16	166	168,35
	i_1	80,15	58,7	40,84	26,48	27,86
30	σ_1	1,126	1,514	1,019	0,635	0,668
	σ_1^{P}	0,808	0,6223	0,4527	0,32	0,3322
31	σ_1	1,459	0,458	0,5376	0,558	

Продолжение табл.5

№ пункта	Параметр	С т у п е н я				
		I	II	III	IV	V (2-й вар.)
	α_1	32°13'	27°19'	27°16'	32°31'	33°55'
	$\cos \alpha_1$	0,84604	0,8885	0,8889	0,8432	0,8299
38	c_{a_1} м/сек	196,3	167,5	166,1	197,3	190,2
	c_{u_1} м/сек	311,5	324,3	322,2	309,5	282,9
39	w_{u_1} м/сек	91,6	103	99	89	62,4
40	$\operatorname{tg} \beta_1$	2,143	1,626	1,678	2,217	3,048
	β_1	64°59'	58°25'	59°12'	65°43'	71°50'
41	w_1 м/сек	216,6	196,6	193,5	216,4	200,2
42	Δi_{w_1} ккал/кг	5,6	4,61	4,47	5,59	4,78
43	$i_{w_1}^*$ ккал/кг	231,57	212,21	192,52	172,51	173,92
	$T_{w_1}^*$ °абс	916,8	846,2	773,2	697,7	703,1
	π_{w_1}	88,84	64,5	45,24	30,42	31,32
44	$\alpha_{кр w}$ м/сек	551	529	506,2	481	482,5
45	λ_{w_1}	0,393	0,372	0,382	0,45	0,415
46	$p_{w_1}^*$ атм	2,327	1,64	1,11	0,7154	0,7383
47	$\pi_{2ад}$	72,05	51,34	33,83	22,58	24,35
	$T_{2ад}$ °абс	870,1	798,6	717,3	645,1	658,2
	$i_{2ад}$ ккал/кг	218,73	199,34	177,66	158,77	162,17
48	$\Delta i_{w_{2ад}}$ ккал/кг	12,84	12,87	14,82	13,74	11,75
49	$w_{2ад}$ м/сек	328	328,1	352,3	339,3	313,7
50	$\lambda_{w_{2ад}}$	0,595	0,62	0,696	0,705	0,65
51	$\lambda_{c_{1адn}}$	0,6235	0,616	0,618	0,722	0,675
	$\pi(\lambda_{c_{1адn}})$	0,7959	0,8004	0,7992	0,7342	0,7643
52	p_{1n} атм	2,21	1,61	1,108	0,663	0,69

№ пункта	Параметр	ГРУППЫ				
		I	II	III	IV	V (2-й вар.)
53	D_a м	1,043	1,1025	1,162	1,185	1,185
	$f_{\text{соз}}$ м ²	0,003275	0,00519	0,00694	0,00819	0,00819
54	R_1/ρ_{1n}	0,854	0,811	0,749	0,801	0,832
	$\bar{\sigma}_L$	0,3	0,335	0,375	0,342	0,318
	δ_p/λ_p	0,2	0,3	0,316	0,3665	0,3665
	κ_1	0,81	0,95	0,886	1,04	1,04
	δ_p/s	3,33	5	6,33	7,33	7,33
	κ_2	1,003	1	1	1	1
	$\sigma_{\text{соз}}$ кг/см ²	0,57	0,89	0,9	0,71	0,69
55	σ_{r_2} кг/см ²	45,67	45,35	45,34	45,53	45,55
56	ψ	0,97	0,97	0,97	0,97	0,975
57	λ_{w_2}	0,577	0,601	0,675	0,684	0,634
	$q(\lambda_{w_2})$	0,7917	0,8142	0,876	0,882?	0,8433
58	σ_2^*	0,9877	0,9865	0,9826	0,9822	0,9874
	$\sin \beta_2$	0,547	0,495	0,502	0,657	0,6652
	β_2	33°10'	29°40'	30°08'	41°04'	41°42'
10'	$\beta_1 + \beta_2$	98°09'	88°05'	89°20'	106°47'	113°32'
11'	κ_p	1,656	1,72	1,71	1,387	1,429
	$\sigma_{\text{ср min}}$	0,01	0,0105	0,0105	0,0122	0,0112
11'	$\sigma_{\text{ср}}$	0,018	0,0189	0,0189	0,022	0,0202
12'	$\beta_1 - \beta_2$	31°49'	28°45'	29°04'	24°39'	30°08'
	β_y	57°06	58°45	58°30	61°	58°
3	$\sin \beta_p$	0,8396	0,8549	0,8526	0,8746	0,848
	$\sigma_{\text{ср max}}$	42,3	46,8	52,8	54,9	56,6
	$\sigma_{\text{ср min}}$	0,725	0,69	0,695	0,765	0,794

Продолжение табл.5

№ пункта	Параметр	С т у п о н и				
		I	II	III	IV	V(2-В ВАР.)
15'	$t'_{онм}$ мм	30,67	32,3	36,7	42	44,94
16'	$z'_{онм}$	95	90,9	80	68,6	64,1
	$z_{онм}$	95	91	80	69	64
	$t_{онм}$ мм	30,67	32,26	36,7	41,75	45
17'	$\lambda_{пред}$	~0,905	~0,92	~0,915	~0,88	~0,875
	$\lambda_{зад}$					
18'	Δp_2	2°30'	1°51'	1°38'	3°10'	3°56'
	$\beta_{2эф}$	30°40'	27°39'	28°30'	37°54'	37°46'
	$\sin \beta_{2эф}$	0,51004	0,4641	0,4772	0,6143	0,6125
19'	$a_{онм2}$ мм	15,64	14,97	17,51	25,65	27,58
20'	\bar{d}_2	0,0236	0,0235	0,0227	0,0237	0,023
	d_2 мм	1	1,1	1,2	1,3	1,3
21'	$\epsilon_{кр}$	0,0128	0,0147	0,0137	0,0101	0,0094
22'	$\zeta_{прmin}$	0,0308	0,0336	0,0326	0,0321	0,0296
24'	ζ_λ	1,11	1,08	1	1	1,05
	$\zeta_{пр}^p$	0,0342	0,0363	0,0326	0,0321	0,0315
25'	$t_{в1}^*$ °C	643,8	573,2	500,2	424,7	430,1
	$\mu_p \cdot 10^6 \frac{\text{кгсек}}{\text{м}^2}$	3,99	3,78	3,55	3,3	3,34
	$\gamma_{2ад}$ кг/м ³	0,738	0,556	0,394	0,2803	0,297
	$Re_0 \cdot 10^{-5}$	2,616	2,306	2,106	1,614	1,609
26'	$\zeta_{прRe}^p$	0,0422	0,0454	0,0426	0,0451	0,0442
27'	$l_{прс}$ мм	111,38	169	219	256,8	250,8
	$\zeta_{вн}$	0,0051	0,0034	0,003	0,0044	0,0043
28'	ζ_2	0,0473	0,0488	0,0456	0,0495	0,0485

Продолжение табл. 5

№ пункта:	Параметр	С П И Н И				
		I	II	IV	IV(2-й шаг.)	
60	ψ	0,9761	0,9760	0,9769	0,9749	0,9754
61	ω_2^0 м/сек	320,1	320	344,2	330,8	306
62	Δi_{ω_2} ккал/кг	12,22	12,20	14,14	13,06	11,17
63	i_2 ккал/кг	219,35	199,98	178,38	139,45	162,75
	T_2 °абс	872,5	801	820	647,7	660,4
64	γ_2 кг/м ³	0,737	0,555	0,3926	0,2793	0,296
65	$\sin \beta_2$	0,5425	0,492	0,4968	0,55	0,6635
	β_2	32°51'	29°28'	29°47'	40°32'	41°34'
	$\cos \beta_2$	0,84009	0,8706	0,8679	0,760	0,7482
66	ω_{α_2} м/сек	173,7	157,5	171	215	203
	ω_{ω_2} м/сек	269	278,5	298,7	251,4	229
67	c_{ω_2} м/сек	49,2	56,8	76,8	33,8	11,4
68	c_2 м/сек	180,5	167,4	187,5	217,	203,3
69	$\sin \alpha_2$	0,9622	0,941	0,9122	0,9883	0,99852
	α_2	74°18'	70°13'	65°49'	81°14'	86°53'
70	Δi_{c_2} ккал/кг	3,89	3,35	4,2	5,65	4,93
71	$i_{2л}^*$ ккал/кг	223,24	203,34	182,58	165,1	167,68
72	$\Delta i_{i_2}^*$ ккал/кг	18,9	20,16	21,17	17,9	15,62
73	Δi_{ω_2} ккал/кг	0,23	0,39	0,41	0,28	0,23
74	D_0 а	0,8153	0,7695	0,719	0,667	0,667
	ω_3 м/сек	193,4	182,5	170,6	158,2	158,2
	γ кг/м ³	0,7725	0,5887	0,4227	0,3	0,314
	Δi_{ω_3} ккал/кг	0,03	0,02	0,01	0	0
75	$\Delta i_{\text{пот}}$ ккал/кг	0,26	0,41	0,42	0,28	0,27

Продолжение табл.5

№ пункта:	Параметр	С т у п е н и				
		I	II	III	IV	IV(2-й вар.)
76	$i_{2'}$ ккал/кг	219,6I	200,4	178,8	159,73	162,98
	$\pi_{2'}$	73,1	52,34	34,6I	23,07	24,79
77	$i_{2''}^*$ ккал/кг	223,5	203,75	183	165,38	167,9I
	$\tau_{2''}^*$ °абс	387,4	815	737,5	670,5	680,1
	$\pi_{2''}^*$	77,99	55,6	37,65	26,12	27,6
78	$\Delta i_{\text{эф}}^*$ ккал/кг	18,64	19,75	20,75	17,62	15,09
79	β_2 атм	2,012	1,387	0,903	0,60I	0,639
80	$a_{\text{кр}2}$ м/сек	542	519,2	494	472	475
81	$\lambda_{\text{с}2}$	0,333	0,323	0,38	0,46I	0,428
92	$\Delta i_{\text{эфн}}^*$ ккал/кг				76,76	74,23
86	$\Delta i_{\text{с}u4}$ ккал/кг					0,02
87	$i_{2''}$ ккал/кг					163
	$\pi_{2''}$					24,8
88	$p_{2''}^*$ атм					0,6386
93	$\pi_{2\text{адн}}^*$					24,08
	$i_{2\text{адн}}^*$ ккал/кг					161,66
94	$\Delta i_{\text{адн}}^*$ ккал/кг					80,48
95	$\eta_{\text{адн}}^*$					0,9223

Пояснения к расчету:

п.9. В первых трех ступенях применены радиально установленные сопловые лопатки, обеспечивающие здесь приемлемые значения $\beta_{\text{к}}$.

Если применить такие же лопатки в IV ступени, то имеем (для первого варианта ее расчета):

$$\beta_{\text{кIV}} = 1 - (1 - 0,322) \cdot \left(\frac{3,71}{2,71}\right)^2 = 2 \cdot 0,975^2 \cdot 0,8429^2 = - 0,04$$

что желательно низко. Поэтому используем наклонные лопатки, выбирая $\psi_{ср} = 3^{\circ}$. В этом случае согласно рис II $\bar{R} = 0,826$ и

$$\rho_{кв} = 1 - (1 - 0,322) \cdot \frac{1}{0,826} = 0,179,$$

что вполне приемлемо.

Во втором варианте расчета IV ступени сохраняем $\psi_{ср} = 3^{\circ}$.

п.23. Выбираем в венцах оптимальное число лопаток $Z_{опт}$. При профилировании лопаток их число может корректироваться в пределах $(0,9+1,1)z_{опт}$.

п.24. Значения $\bar{\sigma}_{\lambda}$ находим по кривой I рис.16.

п.29. Для облозов венцов первых трех ступеней значения $\bar{\sigma}_{\theta}$ находим по кривой I рис.18, а IV ступени - по кривой 2.

п.51. Для IV ступени (первый вариант ее расчета):

$$m = 0,9733^2 \cdot 0,8432^2 - \frac{5}{4} \cdot 0,9733^2 \cdot \frac{0,90655}{0,055+0,064} \cdot 0,9295 \cdot 0,0234 = 0,234.$$

п.32. Полученное для первого варианта расчета IV ступени значение $\Delta i_{эфн}^* = 76,76$ ккал/кг не приемлемо, так как превышает требуемое значение теплоперепада на $\sim 4,3$ %. Поскольку это связано, в основном, с недопустимо увеличенным теплоперепадом в последней ступени, проводим новый расчет параметров в этой ступени, исправив в ней давление p_2 . Это исправление проводим в соответствии с п.78:

$$а) \delta \Delta i_{эфн}^* = 73,6 - 76,76 = -3,16 \text{ ккал/кг.}$$

$$i_{2адст}^H = 157,92 + \frac{3,16}{0,909} = 161,4 \text{ ккал/кг; } \pi_{2адст}^H = 23,945;$$

$$б) p_2^* = 0,903 \frac{23,945}{37,65} = 0,574 \text{ атм.}$$

в) Попытка выполнять новый расчет параметров лишь за рабочим венцом IV ступени, без изменения расчета параметров за ее сопловым венцом, связана (в данном случае) с нежелательно резким снижением средней степени реактивности ступени, ибо тогда:

$$\rho_{ср IV} = 1 - \frac{17}{183 - 161,4} = 0,213.$$

Поэтому во втором варианте расчета IV ступени сохраняем значение $\rho_{ср ст} = 0,322$, что заставляет полностью повторить детальный расчет ступени.

Определяем суммарный к.п.д. процесса расширения в турбинах ВД и НД.

$$96. \quad \Delta i_{эф сум}^* = 71,63 + 74,23 = 145,86 \text{ ккал/кг.}$$

$$97. \quad \eta_{4нд}^* = 288,65 \cdot \frac{0,6386}{8,337} = 22,12, \quad i_{4нд}^* = 157,88 \text{ ккал/кг.}$$

$$98. \quad \Delta i_{сум ст}^* = 317,47 - 157,88 = 159,59 \text{ ккал/кг.}$$

$$99. \quad \eta_{ад тур}^* = \frac{145,86}{159,59} = 0,914.$$

Это значение к.п.д. хорошо согласуется с выбранным в термодинамическом расчете.

§ 4.5. Расчет параметров потока на различных диаметрах в первой ступени турбины НД

Выбираем закон постоянства угла потока в абсолютном движении за обоими венцами ступени.

Расчет параметров потока за сопловым венцом

№ пункта	Параметр	Результаты расчета на диаметрах				
		D_m	D_1^H	$D_{1ср}$	D_1'	$D_{1к}$
1	D_1 м	1,027	0,9769	0,92675	0,8766	0,8265
2	\bar{D}_1	1,1082	1,054	1	0,9459	0,892
3	α_1	32°13'	32°13'	32°13'	32°13'	32°13'
4	φ	0,9779	0,9779	0,9779	0,9779	0,9779
5	C_1 м/сек	343,2	355	368,1	382,8	398,3
6	C_{u1} м/сек	290,4	300,4	311,5	324	336,9
7	C_{a1} м/сек	183	189,2	196,3	204,1	212,2

№ пункта	Параметр	Результаты расчета на диаметрах				
		$D_{1п}$	D_1''	$D_{1ср}$	D_1'	$D_{1к}$
8	$C_{1ад}$ м/сек	350,9	363	376,4	391,4	407,3
9	$\lambda_{C_{1ад}}$	0,624	0,6455	0,669	0,696	0,724
10	$\Delta l_{C_{1ад}}$ ккал/кг	14,7	15,72	16,93	18,3	19,8
11	$l_{1ад}$ ккал/кг	227,44	226,42	225,42	223,84	222,34
12	$\pi_{1ад}$	83,12	81,76	80,15	78,41	76,5
13	p_1 атм	2,203	2,168	2,126	2,08	2,028
14	Δi_{C_1} ккал/кг	14,05	15,04	16,17	17,5	18,84
15	i_1 ккал/кг	228,09	227,1	225,97	224,64	223,3
16	T_1 °абс	904,1	900,5	896,4	891,6	886,7
	π_1	84	82,66	81,17	79,44	77,71
17	γ_1 кг/м ³	0,83	0,82	0,808	0,795	0,78
18	u_1 м/сек	243,6	231,7	219,9	208	196,2
19	w_{u_1} м/сек	46,8	68,7	91,6	116	140,7
20	$tg \beta_1$	3,91	2,754	2,143	1,76	1,579
	β_1	75°39'	70°03'	64°59'	60°24'	57°39'
21	w_1 м/сек	188,9	201,3	216,6	234,8	254,6
22	Δi_{w_1} ккал/кг	4,26	4,83	5,6	6,58	7,74
23	$l_{w_1}^*$ ккал/кг	232,35	231,93	231,57	231,22	231,04
24	$T_{w_1}^*$ °абс	919,7	918,2	916,8	915,5	914,8
	$\pi_{w_1}^*$	89,93	89,35	88,84	88,35	88,1
25	$p_{w_1}^*$ атм	2,358	2,343	2,327	2,312	2,299
26	$\alpha_{кр w}$ м/сек	551,5	551,3	551	550,8	550,7
27	λ_{w_1}	0,343	0,365	0,393	0,426	0,462
	τ_{1C_1, γ_1} кг/м.сек	78	75,7	73,5	71,1	68,4

Расчет параметров потока на рабочем венце

№ пункта	Параметр	Результаты расчета на диаметрах				
		D_{2n}	D_2''	D_{2cp}	D_2'	D_{2k}
I	D_2 м	1,049	0,9878	0,9265	0,8653	0,804
2	\bar{D}_2	1,133	1,066	1	0,934	0,867
3	u_2 м/сек	249	234,3	219,8	205,3	190,6
4	α_2	$74^{\circ}18'$	$74^{\circ}18'$	$74^{\circ}18'$	$74^{\circ}18'$	$74^{\circ}18'$
5	p_2 атм	1,886	1,886	1,886	1,886	1,886
6	$\pi_{2ад}$	71,9	71,94	72,05	72,07	72,3
7	$l_{2ад}$ ккал/кг	218,61	218,65	218,73	218,75	218,95
8	$\Delta l_{w_{2ад}}$ ккал/кг	13,74	13,28	12,84	12,47	12,09
9	$w_{2ад}$ м/сек	338,5	333,7	328	323,3	318,2
10	$\lambda_{w_{2ад}}$	0,614	0,605	0,595	0,587	0,578
11	ψ	0,9761	0,9761	0,9761	0,9761	0,9761
12	w_2 м/сек	330,3	325,6	320,1	315,6	310,6
13	Δl_{w_2} ккал/кг	13,02	12,65	12,22	11,89	11,5
14	l_2 ккал/кг	219,33	219,28	219,35	219,33	219,54
15	T_2 $^{\circ}$ абс	872,2	872	872,3	872,2	873
16	β_2	$27^{\circ}48'$	$30^{\circ}27'$	$32^{\circ}51'$	$35^{\circ}32'$	$38^{\circ}04'$
17	w_{a2} м/сек	154	165	173,7	183,4	191,5
18	c_2 м/сек	159,9	171,3	180,5	190,4	198,8
19	Δl_{c_2} ккал/кг	3,05	3,5	3,89	4,33	4,72
20	l_2^* ккал/кг	222,38	222,78	223,24	223,66	224,26
21	T_2^* $^{\circ}$ абс	883,4	884,8	882,9	888	890,2
22	$u_{кр2}$ м/сек	540,3	541	540	542	543
23	λ_{c_2}	0,296	0,317	0,334	0,351	0,366

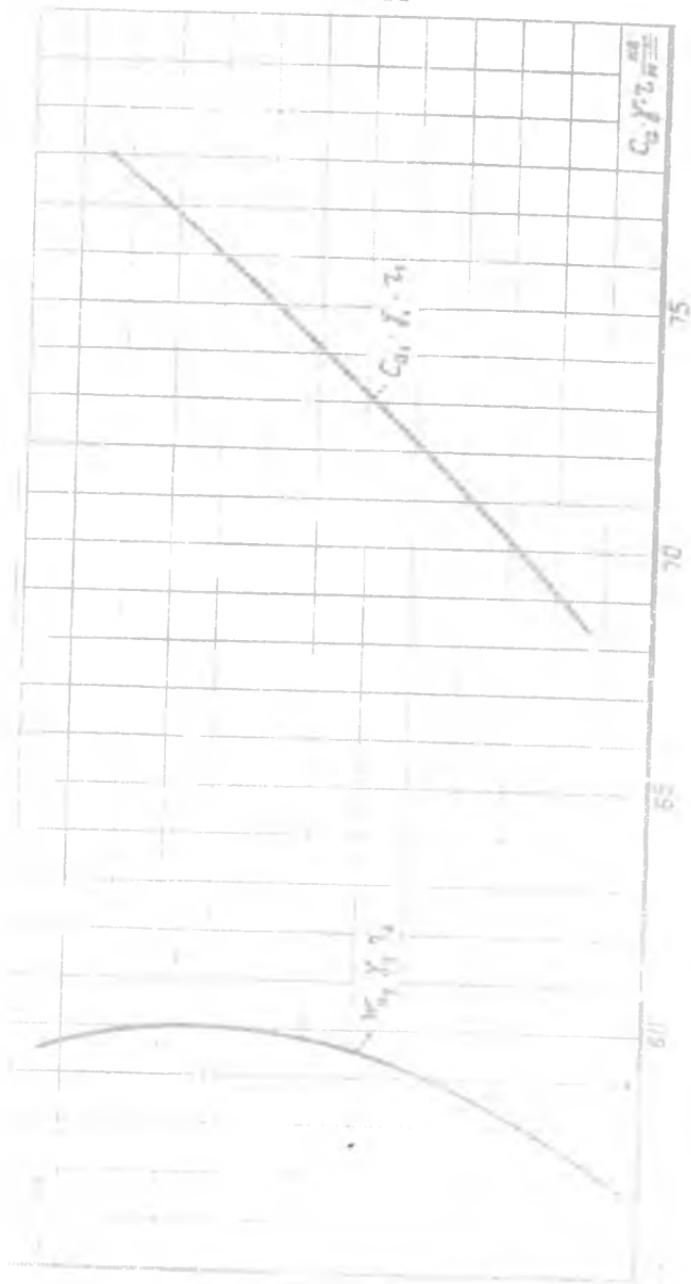


Рис. 1. Примеру расчета. Зависимость для определения коэффициентов расхода в контрольных сечениях I ступени турбины ИЛ.

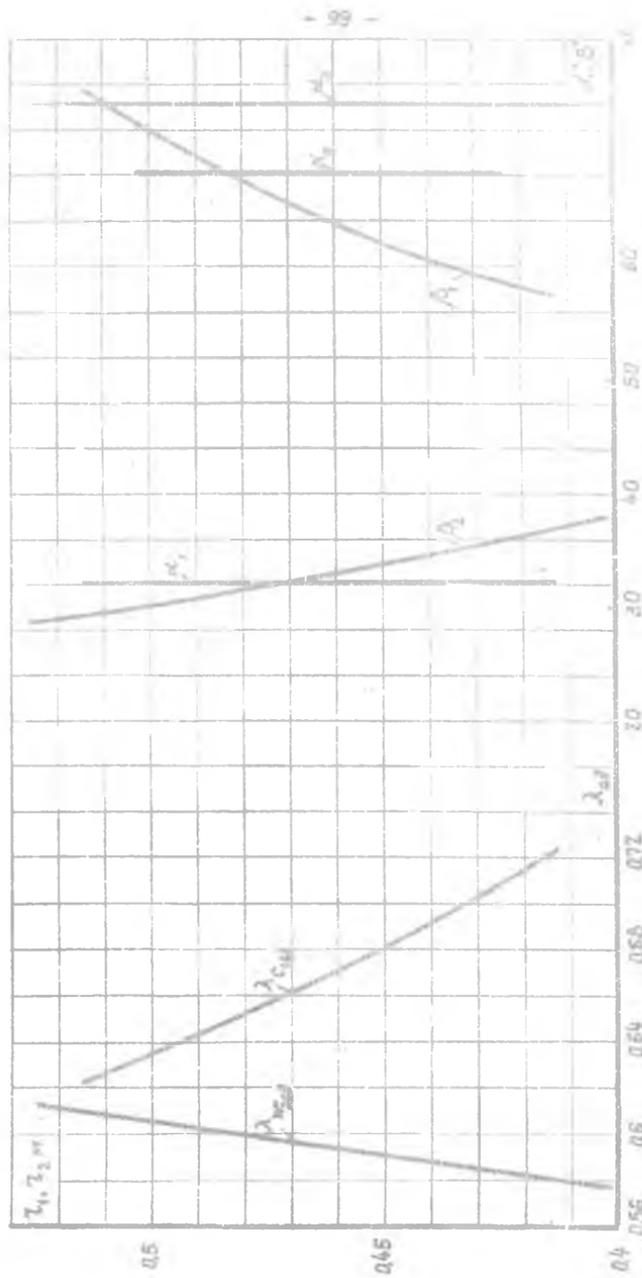


Рис. 26. К примеру расчета. Распределение параметров $\lambda_{ср}$ потока по радиусу в I ступени турбины ИД.

№ пункта	Параметр	Результаты расчета на диаметрах				
		D_{2n}	D_2^H	D_{2cp}	D_2^*	D_{2k}
24	χ_2 кг/м ³	0,737	0,737	0,737	0,737	0,737
	$\gamma_2 \omega_{a202}$ кг/м.сек	59,53	60,08	59,3	58,5	56,8

Интегрирование, проведенное по формулам стр. 67 с помощью графиков рис.25, дало следующие результаты: $G_{r_1} = 46,2$ кг/сек, $G_{r_2} = 46,5$ кг/сек. Они хорошо согласуются с соответствующими значениями расходов, известными из расчета по среднему диаметру.

Распределения некоторых параметров потока по радиусу представлены на рис.26, а на рис.27 показаны треугольники скоростей ступени для пяти диаметров.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. В.Х.АБИАНЦ. Теория газовых турбин реактивных двигателей. «Машиностроение», 1965.
2. Б.М.АРОНОВ. Определение некоторых геометрических параметров турбинных решеток. ИВУЗ, «Авиационная техника» № 4, 1965.
3. Б.М.АРОНОВ, Б.И.МАМАЕВ. Метод расчета углов выхода из плоской турбинной решетки. Сборник «Теплофизика и теплотехника». «Наукова думка», 1964.
4. Е.Т.БАРТОШ. Определение утечек через лабиринтные уплотнения газовых турбин. «Энергомашиностроение», № 12, 1960.
5. Е.А.ГУКАСОВА, М.И.ЖУКОВСКИЙ и др. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов турбин. ГЭИ, 1960.
6. Э.Р.ГУРЕВИЧ. Расчет основных параметров турбокомпрессоров авиационных ГТД. Пособие для курсового и дипломного проектирования. КуАИ, 1968.

7. М.Е.ДЕЙЧ. Техническая газодинамика. ГЭИ, 1961.
8. М.Е.ДЕЙЧ, Б.М.ТРОЯНОВСКИЙ. Исследование и расчеты ступеней осевых турбин. «Машиностроение», 1964.
9. М.Е.ДЕЙЧ, Г.А.ФИЛИПОВ, Л.Я.ЛАЗАРЕВ. Атлас профилей решеток осевых турбин. «Машиностроение», 1965.
10. М.Е.ДЕЙЧ, А.В.ГУБАРЕВ, Г.А.ФИЛИПОВ, ВАН ЧУН-ЦИ. Новый метод профилирования направляющих решеток ступеней с малыми α/ϵ . «Теплоэнергетика» № 8, 1962.
11. В.М.ДОРСФЕВ. Термодинамический расчет воздушно-реактивных двигателей с помощью диаграмм π , i - функций. Учебное пособие. КуАИ, 1968.
12. О.Н.ЕМИН, И.Г.РОЗАНОВ. Течение и потери в плоской турбинной решетке профилей. Оборонгиз, 1961.
13. Г.С.ЖИРИЦКИЙ и др. Газовые турбины авиационных двигателей. Оборонгиз, 1963.
14. А.М.ЗАВАДОВСКИЙ. Основы проектирования проточной части паровых и газовых турбин. Mashgiz, 1960.
15. Г.А.ЗАЛЬФ, В.В.ЗВАГИНЦЕВ. Тепловой расчет паровых турбин. Mashgiz, 1961.
16. И.И.КИРАЛЛОВ. Теория турбомашин. «Машиностроение», 1964.
17. Ю.И.МИТЮЖИКИН. Газодинамический расчет турбин газотурбинного двигателя. Учебное пособие. ЛКИ, 1964.
18. П.Б.МИХАЙЛОВ-МИХЕЕВ. Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения. Mashgiz, 1961.
19. А.М.МИХЕЕВ. Основы теплопередачи. ГЭИ, 1956.
20. Р.Ю.СТЕПАНОВ. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей. Mashgiz, 1958.
21. Г.Ю.СТЕПАНОВ. Гидродинамика решеток турбомашин. ГИФМЛ, 1962.
22. Б.С.СТЕЧКИН и др. Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины. Оборонгиз, 1956.
23. В.ТРАУПЕЛЬ. Тепловые турбомашин. ГЭИ, 1961.
24. Г.ФЛЮГЕЛЬ. Паровые турбины. ГОНТИ, 1939.
25. К.В.ХОЛЩЕВНИКОВ, О.Н.ЕМИН. Выбор параметров и расчет газовой турбины. Оборонгиз, 1958.
26. К.В.ХОЛЩЕВНИКОВ. Согласование параметров компрессора и турбины в авиационных газотурбинных двигателях. «Машиностроение», 1965.

Борис Иванович МАМАЕВ
ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ
Учебно-методическое пособие
Редактор — А.И.Кондратьева
Корректор — И.Б.Гридина

Подписано в печать 24/IV — 1969 года. ЕО 00782. Формат
бумаги 60x84¹/₁₆. Объем 6,5 печ. листов. Тираж 1000 экз.
Цена 45 коп.

Куйбышевский авиационный институт им. С.П.Королева,
г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.

Ротапринтный цех областной типографии им. Маяк, ул.
Венцека, 60. Заказ № 45.33