

Министерство образования Российской Федерации  
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

---

*А.В. Зуев В.В. Огнев В.Б. Семеновский*

# ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Методика аэродинамического расчета  
лопаточных аппаратов  
стационарных осевых компрессоров

Учебное пособие

Санкт-Петербург  
Издательство СПбГПУ  
2003

Зуев А. В., Огнев В. В., Семеновский В. Б. Теория, расчет и конструирование компрессоров динамического действия. Методика аэродинамического расчета лопаточных аппаратов стационарных осевых компрессоров. Учеб. пособие. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. 111 с.  
ISBN 5-7422-0451-5

Пособие соответствует специальной дисциплине по ГОС “Теория, расчет и конструирование компрессоров динамического действия” (шифр СДОЗ), обеспечивающей подготовку специалистов по направлениям 552700 “Энергомашиностроение” (110700), 657400 “Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника” (110500), 651100 “Техническая физика” (070200) и магистров по направлению “Энергомашиностроение” (552707, 552712).

Подробно излагается методика аэродинамического расчета лопаточных аппаратов стационарных осевых компрессоров, разработанная в ЦКТИ им. И.И. Ползунова. Представлен пример расчета лопаточного аппарата осевого компрессора на конкретные параметры.

Предназначено для студентов старших курсов при выполнении курсового и дипломного проектирования и магистерских работ.

Табл. 20. Ил. 33. Библиогр.: 3 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

© Зуев А. В., Огнев В. В., Семеновский В. Б., 2003  
© Санкт-Петербургский государственный  
политехнический университет, 2003

ISBN 5-7422-0451-5

## ВВЕДЕНИЕ

При проектировании проточной части (лопаточного аппарата) воздушных осевых стационарных компрессоров общепромышленного назначения преимущественно используется метод расчета лопаточного аппарата, разработанный в Центральном научно-исследовательском и проектно-конструкторском коллутурбинном институте им. И.И. Ползунова (ЦКТИ), г. Санкт-Петербург [[1, 2]]. Метод ЦКТИ основан на использовании экспериментальных характеристик исходных (модельных) ступеней и результатов исследований взаимного влияния ступеней в многоступенчатых компрессорах и влияния отклонений от геометрического подобия на характеристики ступеней. Метод предназначен для расчета лопаточных аппаратов воздушных компрессоров производительностью до 300 кг/с при отношении давлений до 4,5 и окружной скорости не более 280 м/с.

Характеристики исходных ступеней с различной степенью реактивности (0,5; 0,7; 1,0) получены, как правило, при испытании одноступенчатых и многоступенчатых моделей. Исходные ступени предназначены для работы при числах Маха меньше критических, в соответствии с чем должны выбираться окружные скорости рабочих колес.

По методу ЦКТИ лопаточный аппарат осевого компрессора формируется из одной или нескольких модельных ступеней путем подрезки части лопаток со стороны втулки или периферии, или одновременно с двух сторон.

Для переноса характеристик модельных ступеней на натурные ступени должно быть соблюдено их геометрическое подобие и обеспечено в сходственных точках равенство основных критериев подобия: чисел Маха, Рейнольдса и показателя адиабаты. Кроме того, должно быть соблюдено подобие относительных эквивалентных шероховатостей поверхностей проточной части натурных и модельных ступеней.

Расчет лопаточного аппарата по методу ЦКТИ производится на среднем диаметре по параметрам заторможенного потока (полным параметрам). Характеристики исходных ступеней также определены по полным параметрам.

Метод ЦКТИ позволяет удешевить производство лопаточных аппаратов осевых компрессоров за счет упрощения технологии

изготовления и унификации оснастки, что особенно важно в условиях единичного и мелкосерийного производства в стационарном компрессоростроении.

Сопоставление опытных и расчетных характеристик компрессоров, спроектированных по методу ЦКТИ, показало, что в исследованном диапазоне окружных скоростей в точках максимального коэффициента полезного действия (к.п.д.) наибольшее расхождение между опытными и расчетными значениями к.п.д. и отношений давлений не превышает 1...2 %. При отклонении от этого режима в область больших или меньших производительностей расхождение может достигать 2...3 %.

Расчет лопаточного аппарата осевого компрессора стационарного типа состоит из нескольких этапов. На первом этапе проводятся варианты расчеты лопаточного аппарата с целью выбора оптимального варианта для последующих расчетов. Вариантные расчеты выполняются с использованием экспериментальных характеристик исходных (модельных) ступеней и включают приближенный расчет потерь давления во всасывающем и нагнетательном патрубках компрессора, наружного диаметра лопаточного аппарата, числа ступеней компрессора, к.п.д. лопаточного аппарата, длины лопаток первой и последней ступеней, величины подрезки последних лопаток.

Расчет оптимального варианта состоит из первого и второго поступенчатых расчетов лопаточного аппарата с учетом поправок к расчетным значениям к.п.д. и коэффициента напора из-за отклонения от геометрического и динамического подобия, определяющие к.п.д. лопаточного аппарата, мощности, затраченной на сжатие газа, статических давлений и температур на среднем радиусе перед и за рабочими колесами.

Методика газодинамического расчета лопаточного аппарата осевых стационарных компрессоров, которая излагается в данном пособии, основана на положениях руководящего технического материала, разработанного в НПО ЦКТИ им. И.И. Ползунова [[2]].

## 1. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВАРИАНТНОГО РАСЧЕТА ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

### 1.1 Исходные данные для расчета проточной части осевого компрессора

Расчет проточной части компрессора производится в соответствии с техническим заданием, которое должно содержать следующие исходные данные:

— массовый расход газа (производительность компрессора)  $\dot{m}$ , кг/с;

— отношение полных давлений в компрессоре  $P_K^* = \frac{p_K^*}{p_B}$ ;

( $p_K^*$  — полное давление на выходе из нагнетательного патрубка, Па);

— полное давление на входе во всасывающий патрубок  $p_B^*$ , Па;

— полная температура на входе во всасывающий патрубок  $T_B^*$ , К;

— рабочее тело: воздух, показатель адиабаты  $k = 1,4$ , удельная газовая постоянная  $R = 287,1$  Дж/кг·К;

— число оборотов вращения ротора  $n$ , об/мин;

— тип привода;

— адиабатный к.п.д. компрессора  $\eta_K$  (предварительно задается в диапазоне 0,87...0,91).

### 1.2 Определение потерь давления во всасывающем и нагнетательном патрубках

Потери давления в патрубках (рис. 1) определяются по известным коэффициентам потерь в них.

Потери давления во всасывающем патрубке

$$\Delta p_B^* = \zeta_B \frac{\rho_B c_1^2}{2}. \quad (1)$$

Здесь: коэффициент потерь во всасывающем патрубке  $\zeta_B = 0,03...0,1$ , а с учетом дополнительных потерь во ВНА  $\zeta_B^* = 0,1...0,2$ ; плотность воздуха на входе в лопаточный аппарат

### 1.3. Определение адиабатного напора в лопаточном аппарате

Оценив величину потерь давления в патрубках, определяют полное давление перед первой ступенью

$$p_1^* = p_b^* - \Delta p_b^* \quad (3)$$

и за последней ступенью

$$p_{\text{ЛА}}^* = p_k^* + \Delta p_k^* \quad (4)$$

Отношение давлений в лопаточном аппарате

$$\Pi_{\text{ЛА}}^* = \frac{p_{\text{ЛА}}^*}{p_1^*} \quad (5)$$

Адиабатный напор в лопаточном аппарате

$$H_{\text{ЛА}}^* = \frac{k}{k-1} RT_b^* \left( \Pi_{\text{ЛА}}^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) \quad (6)$$

### 1.4. Определение наружного диаметра лопаточного аппарата и окружной скорости ротора компрессора

Предварительно задают оптимальное значение коэффициента расхода первой ступени  $\varphi_{\text{опт}}^* = \varphi_1^* = 0,42 \dots 0,52$  и значение минимального втулочного отношения (отношение радиуса втулки к наружному радиусу лопаточного аппарата)  $\bar{r}_{\text{вт}}^* = \bar{r}_{\text{вт}1}^* = 0,5 \dots 0,6$ . Наружный диаметр лопаточного аппарата

$$D_{\text{н}} = 2,93 \sqrt{\frac{\bar{m} RT_b^*}{(1 - \bar{r}_{\text{вт}}^2) p_1^* n \varphi_{\text{опт}}^*}} \quad (7)$$

Окружная скорость ротора на наружном диаметре

$$u_{\text{н}} = \frac{\pi D_{\text{н}} n}{60} \quad (8)$$

### 1.5. Выбор степени реактивности ступени

В зависимости от величины окружной скорости  $u_{\text{н}}$  целесообразно применять ступени со следующими степенями реактивности:

— при  $u_{\text{н}} \leq 210$  м/с могут применяться ступени с теоретической степенью реактивности  $\Omega = 0,5; 0,7; 1,0$  (соответственно, ступени типа К-50, К-70, К-100);

7

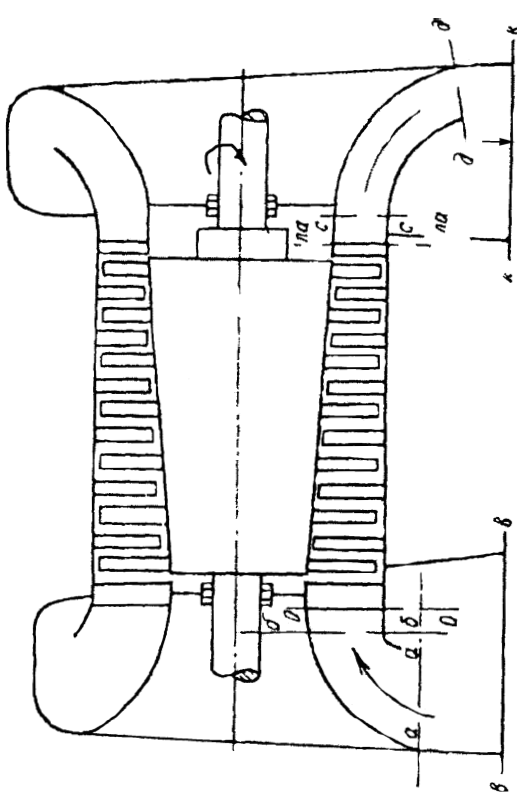


Рис. 1. Проточная часть многоступенчатого компрессора: а-а, б-б — конфузор; в-в — срез всасывающего патрубка; о-о — сечение перед ВНА; ла-ла — сечение на выходе из изгибающего аппарата; с-с, д-д — диффузор; к-к — срез нагнетательного патрубка

$p_1^* = p_b^* = \frac{p_b}{RT_b^*}$ ; скорость потока на входе в лопаточный аппарат  $c_1 = 80 \dots 130$  м/с.

Потери давления в нагнетательном патрубке

$$\Delta p_k^* = \zeta_{\text{в}} \frac{\rho_{\text{ЛА}} c_{\text{ЛА}}^2}{2} \quad (2)$$

Здесь: коэффициент потерь в нагнетательном патрубке  $\zeta_{\text{к}} = 0,4 \dots 0,5$ , а с учетом потерь в СА  $\zeta_{\text{к}} = 0,45 \dots 0,6$ ; плот-

ность воздуха за лопаточным аппаратом  $\rho_{\text{ЛА}}^* = \rho_{\text{к}}^* = \frac{p_{\text{к}}^*}{RT_{\text{к}}^*}$ , пол-

ное давление в нагнетательном патрубке  $p_{\text{к}}^* = p_{\text{б}}^* \Pi_{\text{к}}^*$ , полная тем-

пература за лопаточным аппаратом, равная полной температуре

за компрессором,  $T_{\text{ЛА}}^* = T_{\text{к}}^* = T_{\text{б}}^* + \frac{(\Pi_{\text{к}}^{\frac{k}{k-1}} - 1)}{\eta_{\text{к}}}$ ; скорость потока на выходе из лопаточного аппарата  $c_{\text{ЛА}} = 80 \dots 130$  м/с.

6

- при  $210 < u_n \leq 240$  м/с — ступени с  $\Omega_n = 0,5; 0,7$ ;
- при  $u_n > 240$  м/с — ступени с  $\Omega_n = 0,5$ .

Если условиям задания удовлетворяют несколько ступеней, то предпочтительной будет та ступень, которая при полученных значениях  $u_n$  и  $\varphi_1^*$  имеет наибольшие значения к.п.д. и коэффициента напора. Последние находятся по характеристикам исходных ступеней, которые определены по полным параметрам (рис. 2–5).

Здесь:

- коэффициент адиабатного напора по полным параметрам

$$\psi = \psi(\varphi) = \frac{H^*}{u_p} / 2. \quad (9)$$

- адиабатный к.п.д. по полным параметрам

$$\eta = \eta(\varphi) = \frac{H^*}{H_T}. \quad (10)$$

- коэффициент расхода

$$\varphi^* = \frac{\bar{m}}{\rho F u_p} = \frac{c_{z\text{cp}}^*}{u_p}. \quad (11)$$

В выражениях (9)–(11):  $H^*$  — адиабатный напор ступени по полным параметрам;  $H_T$  — теоретический напор;  $u_p$  — окружная скорость на расчетном диаметре, на котором расположено сечение

ние  $\bar{r} = \frac{r}{r_n} = 1$  исходной ступени (расчётная окружная скорость);  $\rho^*$  — плотность воздуха по полным параметрам;  $F = \pi (r_n^2 - r_{\text{вт}}^2)$  — торцовая площадь проточной части;  $c_{z\text{cp}}^*$  — средняя осевая скорость;  $r_n$  — наружный радиус (периферия) проточной части;  $r_{\text{вт}}$  — внутренний радиус (втулка) проточной части.

После выбора типа ступени по ее характеристикам уточняется коэффициент расхода первой ступени, величина которого выбирается в области, соответствующей максимальной к.п.д. ступени.

При необходимости корректируется величина втулочного отношения для первой ступени, которая принимается равной  $\bar{r}_{\text{вт}}$  исходной модельной ступени или несколько больше ее.

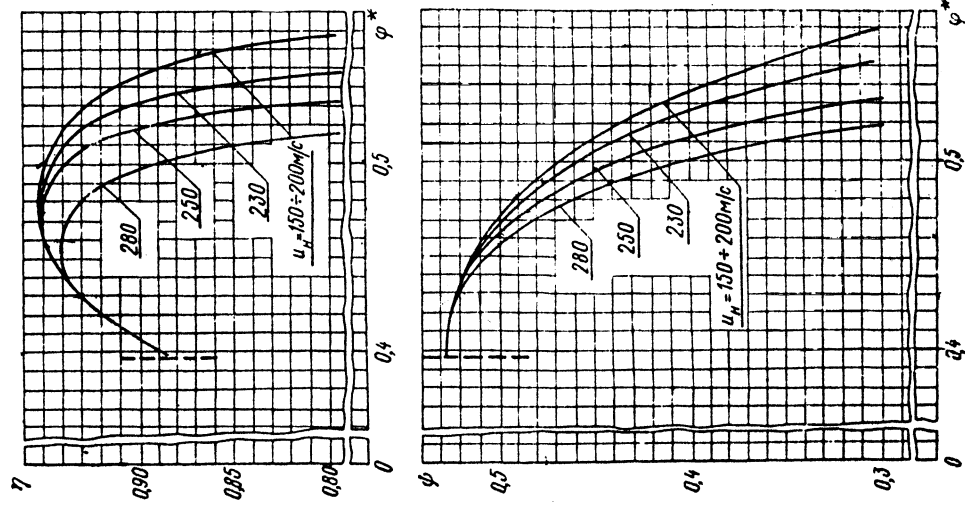


Рис. 2. Аэродинамические характеристики модельной ступени К-50-1 при исходных углах установки лопаток:  $u_n = 150 \div 280$  м/с;  $T_{\text{вз}} = 295$  К;  $\bar{r}_{\text{вт. min}} = 0,6$ ; - - - - граница устойчивой работы ступени

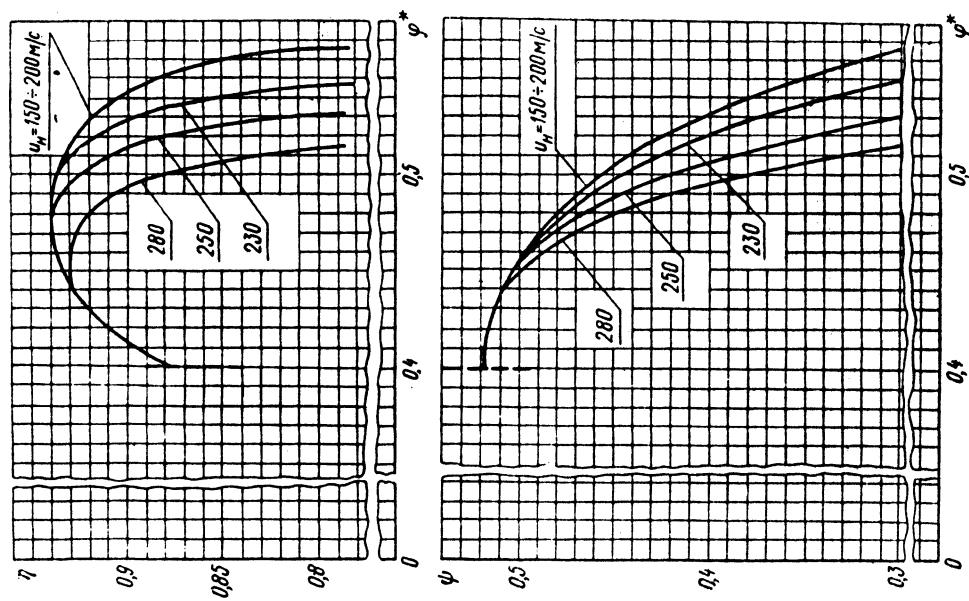


Рис. 3. Аэродинамические характеристики модельной ступени К-50-5 при исходных углах установки лопаток:  $u_{\text{н}} = 150 \div 280$  м/с;  $T_{\text{в.з.}} = 295$  К;  $\bar{r}_{\text{вт. min}} = 0,6$ ; - - - граница устойчивой работы ступени

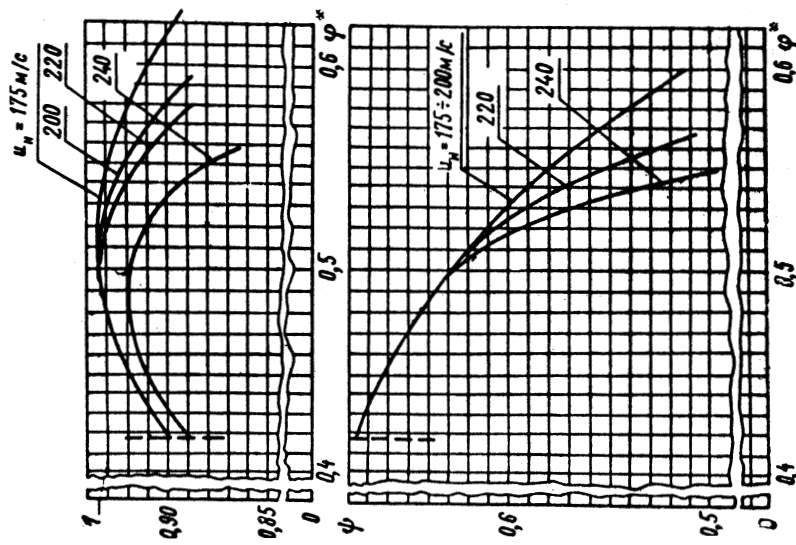


Рис. 4. Аэродинамические характеристики модельной ступени К-70-17 при исходных углах установки лопаток:  $u_{\text{н}} = 175 \div 240$  м/с;  $T_{\text{в.з.}} = 298$  К;  $\bar{r}_{\text{вт. min}} = 0,6$ ; - - - граница устойчивой работы ступени

## 1.6. Выбор закона распределения коэффициентов расхода по ступеням

При выборе закона распределения коэффициентов расхода по ступеням на расчетном режиме  $\varphi_r^*$  следует исходить из того, что конструкция проектируемой проточной части должна обеспечить максимальный к.п.д. и достаточную удаленность от границы помпажа на режимах, указанных в задании.

Нашли применение три типа распределения коэффициентов расхода  $\varphi_r^*$  по ступеням, которые лучше всего удовлетворяют большинству требований, встречающихся в практике:

тип I —  $\varphi_{rp}^* = \text{const}$  по ступеням и соответствует максимуму к.п.д.;

тип II —  $\varphi_{rp}^*$  равномерно (и медленно) снижается вдоль проточной части;

тип III —  $\varphi_{rp}^*$  равномерно снижается в первой группе ступеней и увеличивается во второй, при этом в нескольких средних ступенях коэффициент расхода может быть одинаковым.

При распределении расчетных коэффициентов расхода по типу I на расчетном режиме все ступени одновременно работают в точках максимума к.п.д. При этом, как правило, обеспечивается достаточный запас устойчивости компрессора в области

$\bar{u} = \frac{u}{u_r} = 0,75 \dots 1,0$  и сохраняется высокий уровень к.п.д. в широком диапазоне изменения окружных скоростей.

Распределение  $\varphi_r^*$  по типу II целесообразно выбирать в случае, когда нужно получить максимальный к.п.д. и наибольший диапазон устойчивой работы при окружных скоростях меньше расчетных. Этот тип распределения  $\varphi_r^*$  применяют также в случае, если осевые скорости на входе в компрессор велики (более 130...150 м/с) и для уменьшения потерь давления нужно снизить скорость в проточной части. Использование распределения  $\varphi_r^*$  типа II позволяет увеличить длину лопаток последних ступеней и уменьшить диаметр втулки ротора. Чтобы получить близкие к оптимальным параметры проточной части на расчетном режиме (максимальный к.п.д. и достаточное удаление от границы помпажа), расчетные значения коэффициента расхода первой ступени  $\varphi_{1p}^*$  выбирают несколько больше значений  $\varphi_{opt}^*$ , снижая значения

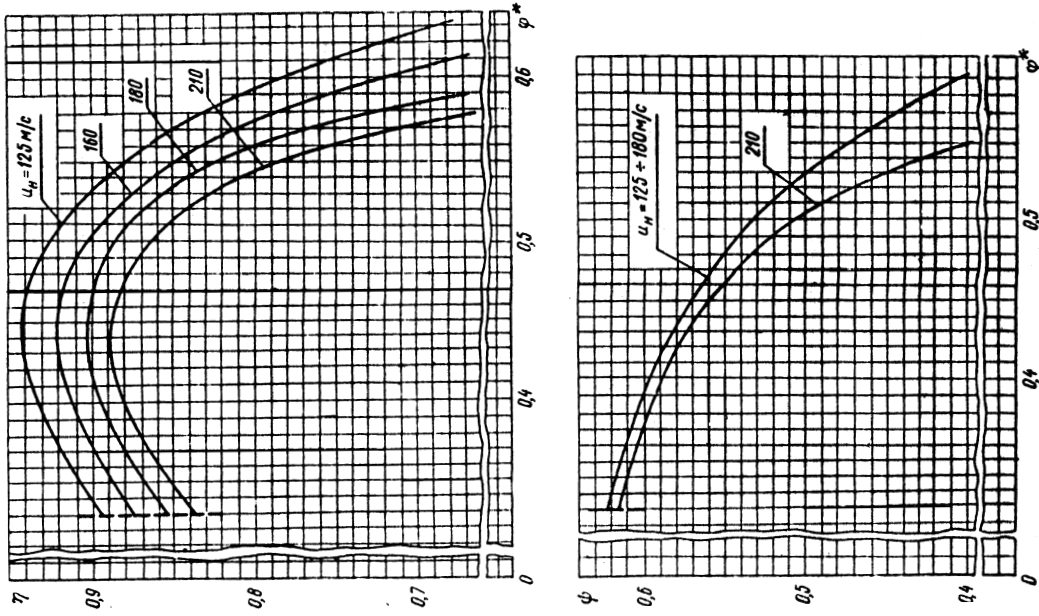


Рис. 5. Аэродинамические характеристики модельной ступени К-100-2л при исходных углах установки лопаток:  $u_n = 125 \div 210$  м/с;  $T_{в.з.} = 295$  К;  $\bar{r}_{вт. \min} = 0,5$ ; - - - - - граница устойчивой работы ступени

коэффициентов расхода  $\varphi_p^*$  последующих ступеней на 1...3 % на каждую ступень.

Распределение  $\varphi_p^*$  по типу III применяют, чтобы отодвинуть границу помпажа влево в тех случаях, когда помпаж определяется условиями работы последних ступеней. Этот тип распределения  $\varphi_p^*$  имеет ограниченное применение.

При любом распределении  $\varphi_p^*$  по ступеням нужно стремиться к тому, чтобы на расчетном режиме наибольшее число ступеней компрессора работало в зоне, близкой к максимуму к.п.д.

### 1.7. Выбор типа проточной части

Выбор типа проточной части производится в зависимости от требований, предъявляемых к аэродинамическим показателям компрессора, его габаритам, технологии изготовления и от типа исходной модельной ступени.

В зависимости от характера изменения наружного и внутреннего диаметров проточные части осевых компрессоров можно условно разделить на три типа (рис. 6.):

тип I —  $D_H = \text{const}$ ,  $D_{ВГ} \neq \text{const}$ ;

тип II —  $D_H \neq \text{const}$ ,  $D_{ВГ} = \text{const}$ ;

тип III —  $D_H \neq \text{const}$ ,  $D_{ВГ} \neq \text{const}$ .

В стационарном компрессоростроении наиболее распространенные получили проточные части первых двух типов, так как они технологически проще, чем проточная часть типа III.

В проточной части типа I поток искажается слабее, напор получается выше и большие значения к.п.д., чем в проточной части типа II. В проточной части типа I срезаются нижние более толстые сечения лопаток, что способствует некоторому повышению к.п.д. ступеней. В этом случае увеличивается средний диаметр проточной части и, следовательно, средняя окружная скорость, что приводит вместе с некоторым повышением к.п.д. к увеличению среднего напора ступеней и, как следствие, к уменьшению числа ступеней. Вместе с тем увеличение среднего диаметра проточной части вызывает уменьшение длины лопаток средних и последних ступеней, что может привести к уменьшению к.п.д. этих ступеней. В связи с увеличением средних окружной

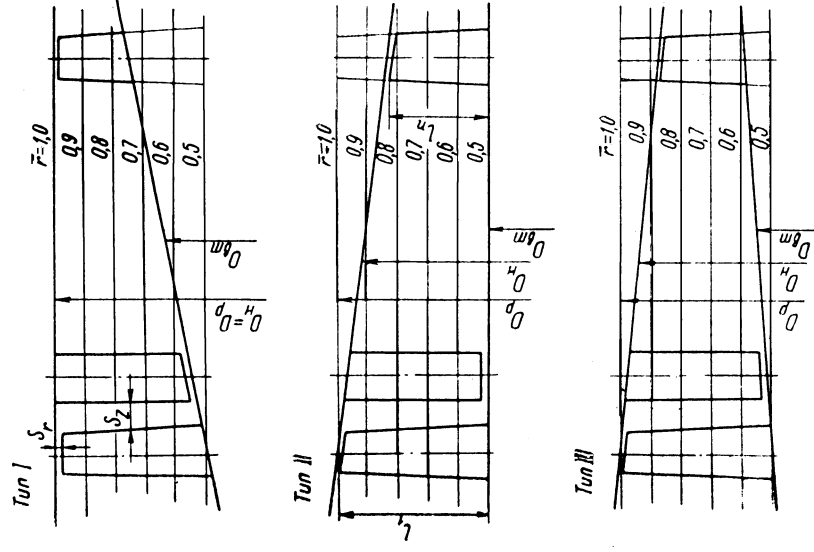


Рис. 6. Основные типы проточных частей осевых компрессоров

скорости и уменьшением площади сечений лопаток на втулке возрастают напряжения растяжения от центробежных сил и прочность рабочих лопаток снижается.

Проточная часть типа II по сравнению с проточной частью типа I обеспечивает более пологие характеристики, большую длину лопаток средних и последних ступеней и позволяет упростить изготовление лопаточного аппарата и уменьшить радиальные размеры поковки ротора.



### 1.8. Определение числа ступеней компрессора

Исходя из средних значений коэффициента напора ступени и расчетной окружной скорости, определяется среднее значение адиабатного напора ступени в проточной части

$$H_{ср.ст}^* = k_{\psi} \psi_{ср} \frac{u_{р.ср}^2}{2}, \quad (12)$$

где  $k_{\psi} = 0,94...0,98$  — поправочный коэффициент. Большие значения  $k_{\psi}$  принимают для проточной части типа I, меньшие — для проточной части типа II.

Значения  $\psi_{ср}$  и  $u_{р.ср}$  зависят от характера изменения величин  $\psi$  и  $u_r$  вдоль проточной части. Коэффициент напора (а также коэффициент полезного действия) исходной ступени изменяется по проточной части при изменении коэффициента расхода и расчетной окружной скорости. Обычно принимают

$$\psi_{ср} = \frac{\psi_1 + \psi_{посл}}{2}, \quad (13)$$

$$u_{р.ср} = \frac{u_{р1} + u_{р2}}{2}, \quad (14)$$

где коэффициент напора и расчетная окружная скорость  $\psi_1, u_{р1}$  — первой ступени,  $\psi_{посл}, u_{р2}$  — последней ступени.

Величина расчетного напора в лопаточном аппарате  $H_{р.ла}^*$  превышает полученное ранее значение напора  $H_{ла}^*$  (6), так как теплота трения, выделяемая в каждой ступени, приводит к увеличению работы сжатия в последующих ступенях:

$$H_{р.ла}^* = \alpha H_{ла}^*. \quad (15)$$

Величина коэффициента затраченной работы  $\alpha$  находится по графику  $\alpha = f(\Pi^*)$  для  $k = 1,4$  (рис. 7).

Число ступеней компрессора

$$i = \frac{H_{р.ла}^*}{H_{ср.ст}^*}. \quad (16)$$

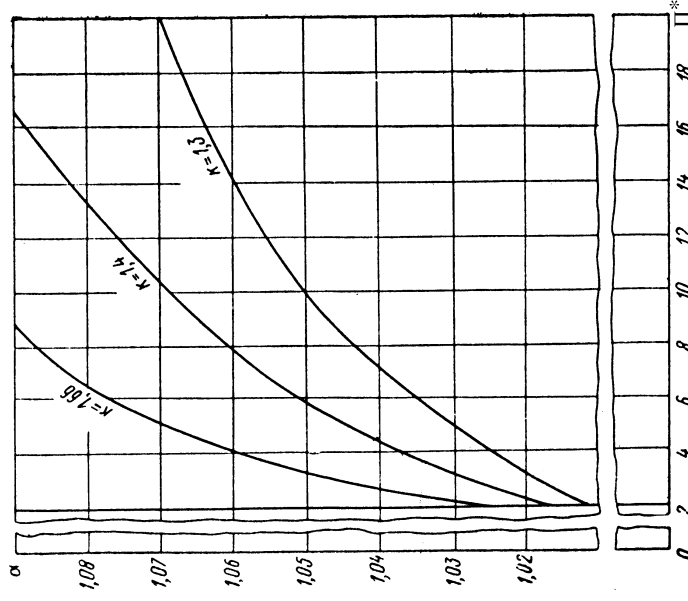


Рис. 7. Зависимость коэффициента затраты работы  $\alpha$  от отношения давлений в компрессоре  $\Pi^*$  при показателе адиабаты  $k = 1,3 \div 1,66$

### 1.9 Предварительное определение к.п.д. лопаточного аппарата

Адиабатный к.п.д. лопаточного аппарата многоступенчатого компрессора  $\eta_{ла}$  меньше адиабатного к.п.д. отдельных ступеней вследствие подвода теплоты, выделившейся в результате работы сил трения в каждой ступени.

Ожидаемая величина к.п.д. лопаточного аппарата определяется по формуле

$$\eta_{ла} = \eta_{ср} \frac{\Pi_{ла}^{\frac{k}{k-1}} - 1}{\alpha (\Pi_{ла}^{\frac{k}{k-1}} - 1)}, \quad (17)$$

где  $a = \frac{i\eta_{cp}}{i-1+\eta_{cp}}$  (18) и в первом приближении среднее значение к.п.д. ступени

$$\eta_{cp} = \frac{\eta_l + \eta_{посл}}{2}. \quad (19)$$

### 1.10. Определение длины лопатки первой и последней ступеней

Длина лопатки первой ступени определяется по известным наружному и втулочному диаметрам первой ступени:

$$l_1 = \frac{D_{n1} + D_{em1}}{2}, \quad (20)$$

где  $D_{n1} = D_{н1}$ ,  $D_{вт} = \bar{r}D_{н1}$ .  
Плотность воздуха за последней ступенью равна

$$\rho_{посл}^* = \rho_{лА}^* = \rho_l^* \left( \frac{p_{лА}^*}{p_l^*} \right)^{1 - \frac{k-1}{k} \eta_{лА}^*}, \quad (21)$$

где плотность воздуха перед первой ступенью  $\rho_l^* = \frac{p_l^*}{RT_b^*}$ .

Для последней ступени проточной части типа I

$$D_{вт2} = \sqrt{D_{н1}^2 - \frac{4\bar{m}}{\pi \rho_{лА}^* \Phi_{посл}^* u_{p1}}}. \quad (22)$$

Длина лопатки на выходе из последней ступени

$$l_{посл} = \frac{D_{н1} + D_{вт2}}{2}. \quad (23)$$

Величина корневой подрезки

$$\Delta \bar{r}_{вт} = \frac{D_{вт2}}{D_{p1}} - \bar{r}_{вт \text{ мод}}, \quad (24)$$

где расчетный диаметр  $D_{p1} = D_{н1}$ .

Для последней ступени проточной части типа II

$$D_{нпосл} = \sqrt{D_{вт1}^2 + \frac{4\bar{m}}{\pi \rho_{лА}^* \Phi_{посл}^* u_{p2}}}. \quad (25)$$

Длина лопатки на выходе из последней ступени

$$l_{посл} = \frac{D_{нпосл} - D_{вт1}}{2}. \quad (26)$$

Величина периферийной подрезки

$$\Delta \bar{r}_{н} = \frac{D_{нпосл} - D_{p1}}{D_{p1}}. \quad (27)$$

Корневая или периферийная подрезка не должна превышать  $\Delta \bar{r} = 0, 2$ . Если величина подрезки больше допустимой, то можно использовать несколько способов уменьшения подрезки и тем самым приблизить характеристики подрезанной ступени к характеристикам исходной.

Для проточной части типа I можно получить уменьшение корневой подрезки при уменьшении коэффициента расхода в последних ступенях.

Для проточной части типа II уменьшение периферийной подрезки достигается путем выбора нового расчетного диаметра  $D_{p2}$  во второй половине ступеней. Тогда подрезка последней ступени этой группы будет равна

$$\Delta \bar{r}_{н} = \frac{D_{нпосл} - D_{p2}}{D_{p2}}. \quad (28)$$

Так как выбирается  $D_{p2} < D_{p1}$ , то подрезка  $\Delta \bar{r}_{н}$  уменьшается. При этом уменьшается и расчетная окружная скорость  $u_{p2}$  во второй половине ступеней, что может привести к изменению коэффициента напора и к.п.д. исходной ступени. В месте стыковки групп ступеней с разными расчетными диаметрами для обеспечения расчетных условий входа потока на рабочее колесо должен устанавливаться специальный промежуточный направляющий аппарат (в ступенях со степенью реактивности  $\Omega_r = 0, 7$  такой аппарат может не устанавливаться).

Периферийная подрезка в проточной части типа II снижается также при уменьшении коэффициента расхода в последних

ступенях. Уменьшение периферийной подрезки достигается при увеличении втулочного отношения  $\bar{r}_{вт}$ , но при этом появляется корневая подрезка.

При проектировании проточной части не рекомендуется принимать лопатки последних ступеней длиной меньше 35 мм и с относительной длиной  $\bar{l} < 1$ .

Оптимальный вариант лопаточного аппарата выбирается по более высокому значению к.п.д., лучшим массо-габаритным показателям (диаметральные размеры, число ступеней), меньшему значению окружной скорости, влияющей на прочность лопаточного аппарата. По этим показателям принимается компромиссное решение.

Вариантные расчеты лопаточных аппаратов проводятся на ЭВМ по программе, разработанной на кафедре компрессорной, вакуумной и холодильной техники СПбГПУ.

## 2. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО ВАРИАНТА ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА

Газодинамический расчет выбранного варианта лопаточного аппарата включает несколько этапов. Сначала проводится поступенчатый расчет (первый поступенчатый расчет) с приближенным учетом отклонения от геометрического и динамического подобия проектируемых и исходных ступеней. Затем выполняется второй поступенчатый расчет после уточнения диаметральных размеров и газодинамических параметров ступеней с учетом отклонения от геометрического и динамического подобия для каждой ступени по ее фактическим параметрам. Далее определяются статические давления и температуры на среднем радиусе перед и за рабочими колесами (РК) и характеристики компрессора на расчетном режиме.

### 2.1. Первый поступенчатый расчет лопаточного аппарата.

Алгоритм расчета представлен в таблице 2.1. Расчет ведется последовательно от ступени к ступени ( в таблице 2.1 определяются величины сверху вниз для каждой ступени). Параметры газа за каждой ступенью являются его начальными параметрами для последующей ступени.

Таблица 2.1

Первый поступенчатый расчет

Величина	Давление на входе в ступень, кПа			Формула	Ступень			Выход
					1	2	3	
Температура, К				$T^*$				
Плотность, кг/м³	$\rho^* = \frac{p^*}{R T^*} \cdot 10^3$							
Объемный расход, м³/с	$\bar{Q} = \frac{d^*}{m^*}$							
Коэффициент расхода (выбирается)	$\phi^*$							—
Расчетная окружная скорость, м/с	$n^p = \frac{\pi D^p n^*}{60}$							—
Осевая скорость, м/с	$c_z^* = \phi^* n^p d^*$							—
Приведенная окружная скорость, м/с	$u^p_d = n^p d^* \sqrt{\frac{T^*}{T^*_l}}$							—
Исходный коэффициент напора	$\psi$							—
Исходный к.п. д. ступени	$\eta$							—
Поправочный коэффициент для $\psi$	$k_\psi$							—
Поправочный коэффициент для $\eta$	$k_\eta$							—
Расчетный коэффициент напора	$\psi^p = \psi k_\psi$							—

Величина	Формула		Степень	Выход	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
----------	---------	--	---------	-------	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

Для определения коэффициентов  $k_\psi$  и  $k_\eta$  необходимо знать геометрические параметры каждой ступени. В первом поступенчатом расчете поправочные коэффициенты вычисляются приближенно по размерам условной средней ступени.

Длина лопатки средней ступени находится как среднее значение из длин лопаток первой и последней ступеней. В первом приближении для средней ступени принимают следующие размеры хорд лопаток  $b$ :

$$\begin{aligned} \text{при } \Omega_r = 0,5 \quad b &= (0,4...0,5)l \\ \text{при } \Omega_r = 0,7 \quad b &= (0,45...0,55)l \\ \text{при } \Omega_r = 1,0 \quad b &= (0,55...0,65)l \end{aligned}$$

$$\left( \bar{l} = \frac{l}{b} = 2,5...2 \right);$$

$$\left( \bar{l} = \frac{l}{b} = 2,2...1,8 \right);$$

$$\left( \bar{l} = \frac{l}{b} = 1,8...1,5 \right);$$

$$l = \frac{l_1 + l_{\text{порд}}}{2}.$$

Здесь длина лопатки средней ступени  $l = \frac{l_1 + l_{\text{порд}}}{2}$ . Согласно экспериментальным данным величину осевых зазоров в ступени (рис. 6) желательно задавать из условий:

$$S_{1z} = 0,5 \, b_{\text{РК}}, \quad S_{2z} = (0,15...0,20) \, b_{\text{РК}},$$

где  $S_{1z}, S_{2z}$  — осевые зазоры на среднем диаметре перед и за рабочими колесами,  $b_{\text{РК}}$  — хорда лопаток РК.

Относительный радиальный зазор (рис. 6) может быть принят равным

$$\bar{S}_r = \frac{S_r}{l} = 0,005...0,01 = (0,5...1,0)\%.$$

Отношение полных давлений в ступенях находится по величине адиабатного напора  $H^*$  при температуре газа перед ступенью  $T_1^*$ :

$$\Pi^* = \frac{P_3^*}{P_1^*} = \left( 1 + \frac{H^*}{k} \frac{k}{k-1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \frac{k}{k-1} \frac{RT_1^*}{RT_1^*}. \quad (30)$$

Здесь  $P_1^*, P_3^*$  — полные давления на входе в ступень и за ступенью.

Диаметральные размеры ступеней определяются по формулам

$$D_{\text{вг}} = \sqrt{D_{\text{н}}^2 - \frac{4}{\pi} F} \quad (\text{для проточной части типа I}),$$

$$D_{\text{н}} = \sqrt{D_{\text{вг}}^2 + \frac{4}{\pi} F} \quad (\text{для проточной части типа II}). \quad (31)$$

Полное давление на выходе из лопаточного аппарата, полученное в результате первого поступенчатого расчета, не должно отличаться от требуемого (п. 1.3) более, чем на  $\pm(3...5 \%)$ . Если полученное полное давление за последней ступенью существенно превышает требуемое значение, то число ступеней может быть уменьшено.

Так как в первом поступенчатом расчете учитывается, хотя и приближенно, влияние отклонения от подобия рассчитываемых ступеней и исходной, то к.п.д. лопаточного аппарата, полученный в этом расчете, будет меньше, чем к.п.д. лопаточного аппарата в вариантном расчете (п. 1.9).

## 2.2. Определение поправочных коэффициентов $k_\psi$ и $k_\eta$

Изменение напора и к.п.д. натурной (проектируемой) ступени по сравнению с модельной при отклонении от аэродинамического и геометрического подобия учитывается поправочными коэффициентами  $k_\psi$  и  $k_\eta$ , которые представляются в виде произведений нескольких коэффициентов

$$k_\psi = k_{\psi\text{м}} k_{\psi3} k_{\psi\Gamma} k_{\psi z} k_{\psi \Delta r}, \quad (32)$$

$$k_\eta = k_{\eta\text{м}} k_{\eta3} k_{\eta\Gamma} k_{\eta z} k_{\eta \Delta r},$$

где  $k_{\psi\text{м}}, k_{\eta\text{м}}$  — коэффициенты, учитывающие изменение напора и к.п.д. натурной ступени по сравнению с модельной из-за нарушения аэродинамического подобию, связанного с взаимным влиянием ступеней в компрессоре;

$k_{\psi3}, k_{\eta3}$  — коэффициенты, учитывающие изменение напора и к.п.д. натурной ступени по сравнению с модельной вследствие различия их относительных радиальных зазоров;

$k_{\psi\bar{l}}, k_{\eta\bar{l}}$  — коэффициенты, учитывающие изменение напора и к.п.д. натурной ступени по сравнению с модельной из-за различия удлинений лопаток;

$k_{\psi\bar{z}}, k_{\eta\bar{z}}$  — коэффициенты, учитывающие изменение напора и к.п.д. натурной ступени по сравнению с модельной вследствие различия их относительных осевых зазоров;

$k_{\psi\bar{a}}, k_{\eta\bar{a}}$  — коэффициенты, учитывающие изменение напора и к.п.д. натурной ступени по сравнению с модельной в зависимости от типа и величины подрезки.

Коэффициенты  $k_{\psi\bar{m}}$  и  $k_{\eta\bar{m}}$  учитывают изменение характеристик ступени при работе в составе многоступенчатого компрессора по сравнению с характеристиками изолированной ступени (коэффициенты взаимного влияния). Их величины зависят в основном от изменения эпюр скоростей, давлений и углов потока на входе и выходе промежуточной ступени натурного компрессора по сравнению с эпюрами скоростей исходной ступени при работе на одном и том же режиме. При этом предполагается, что геометрические параметры натурной и модельной ступеней одинаковы (осевые и радиальные зазоры, удлинение, подрезки и т. д.) и соблюдается равенство чисел Рейнольдса и Маха.

Коэффициенты  $k_{\psi\bar{m}}$  и  $k_{\eta\bar{m}}$  принимаются одинаковыми для всех ступеней многоступенчатого компрессора при работе на всех режимах и находятся из экспериментальных данных, полученных при испытании многоступенчатых компрессоров. Их численные значения при работе на расчетном и близких к нему режимах приведены в таблице 2.2.

Относительный радиальный зазор  $\bar{S}_r$  оказывает существенное влияние на напор и к.п.д. ступени. С увеличением относительного радиального зазора напор и к.п.д. ступени уменьшаются. Следовательно, радиальный зазор должен быть минимальным, но при этом должна быть обеспечена безопасная работа лопаточного аппарата. Для лопаточных аппаратов стационарных компрессоров с жестким ротором необходимо выбирать  $\bar{S}_r$  в пределах от 0,5 до 1,0 %.

Обычно для оптимальных режимов работы ступеней используют коэффициенты  $k_{\psi\bar{z}} = k_{\psi\bar{z}} k_{\psi\bar{l}}$ ,  $k_{\eta\bar{z}} = k_{\eta\bar{z}} k_{\eta\bar{l}}$ , которые учитывают изменение напора и к.п.д. натурной ступени вследствие

Таблица 2.2  
Сводные данные по  $k_{\psi\bar{m}}$  и  $k_{\eta\bar{m}}$  для модельных компрессоров

Ступень	Коэффициенты взаимного влияния ступеней	
К-50-1 К-50-5	$k_{\psi\bar{m}}$	$\psi_{\text{многог}}/\psi_{\text{изоли}}$
		I проточная часть
		II проточная часть
	$k_{\eta\bar{m}}$	$\eta_{\text{многог}}/\eta_{\text{изоли}}$
		I проточная часть
		II проточная часть
К-70-17	$k_{\psi\bar{m}}$	$\psi_{\text{многог}}/\psi_{\text{изоли}}$
		I проточная часть
		II проточная часть
	$k_{\eta\bar{m}}$	$\eta_{\text{многог}}/\eta_{\text{изоли}}$
		I проточная часть
		II проточная часть
	$k_{\psi\bar{m}}$	$\psi_{\text{многог}}/\psi_{\text{изоли}}$
		I проточная часть
К-100-2л		II проточная часть
	$k_{\eta\bar{m}}$	$\eta_{\text{многог}}/\eta_{\text{изоли}}$
		I проточная часть
		II проточная часть

отличия относительных радиальных зазоров и удлинений лопаток и определяются по эмпирическим формулам:

$$k_{\psi\bar{z}} = \frac{\psi_{\text{нат}}(\bar{S}_r, \bar{l})}{\psi_{\text{мод}}(\bar{S}_r, \bar{l})} = \frac{1 - 0,045(\frac{\bar{S}_r}{\bar{l}} \sqrt{\Omega_{\text{т}}})_{\text{нат}}}{1 - 0,045(\frac{\bar{S}_r}{\bar{l}} \sqrt{\Omega_{\text{т}}})_{\text{мод}}}, \quad (33)$$

$$k_{\eta\bar{z}} = \frac{\eta_{\text{нат}}(\bar{S}_r, \bar{l})}{\eta_{\text{мод}}(\bar{S}_r, \bar{l})} = \frac{[1 - 0,024 \frac{\bar{S}_r}{1 - l/D_p} \sqrt{\Omega_{\text{т}}}]_{\text{нат}}}{[1 - 0,024 \frac{\bar{S}_r}{1 - l/D_p} \sqrt{\Omega_{\text{т}}}]_{\text{мод}}}. \quad (34)$$

В первом постуленчатом расчете значения  $\bar{S}_r, \bar{l}, l, D_p$  соответствуют параметрам условной средней ступени. Если лопаточный аппарат составлен из двух групп ступеней с разными расчетными диаметрами, то в этом случае принимается среднее значение расчетного диаметра.

Значения числителей в формулах (33), (34) приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3

Расчетная формула	К-50-1 К-50-5	К-70-17	К-100-2л
$1 - 0,045 \frac{\bar{S}_r}{l} \sqrt{\Omega_r}$	0,990	0,987	0,988
$1 - 0,024 \frac{\bar{S}_r}{1 - \frac{D_p}{D_r}} \sqrt{\Omega_r}$	0,989	0,985	0,982
$\frac{\psi}{\psi_{S_z=0}}$	0,947	0,934	0,934
$\frac{\eta}{\eta_{S_z=0}}$	1,03	1,04	1,04

Величины относительных осевых зазоров  $\bar{S}_{1z} = \frac{S_{1z}}{b_{рк}}$  и  $\bar{S}_{2z} = \frac{S_{2z}}{b_{рк}}$  оказывают заметное влияние на газодинамические (напор и к.п.д.), вибрационные, шумовые характеристики и на осевые размеры ступени.

Для определения поправочных коэффициентов  $k_{\psi z}$  и  $k_{\eta z}$  используются экспериментальные кривые изменения напора и к.п.д. ступени в зависимости от величины переднего  $\bar{S}_{1z}$  и заднего  $\bar{S}_{2z}$  осевых зазоров (рис. 8).

Наибольшее значение к.п.д. и напора ступени на оптимальном режиме достигается при величине переднего осевого зазора  $\bar{S}_{1z} = 0,5$  и заднего  $\bar{S}_{2z} = 0,15 \dots 0,20$ , т. е. при  $\bar{S}_{1z} + \bar{S}_{2z} = 0,65 \dots 0,70$ . При фиксированном заднем осевом зазоре уменьшение переднего осевого зазора приводит к снижению к.п.д. и напора ступени. При фиксированном переднем осевом зазоре увеличение заднего осевого зазора приводит к уменьшению напора и к.п.д. ступени. Изменение осевых зазоров практически не влияет на значение оптимального коэффициента расхода и диапазон устойчивой работы ступени.

Малая величина заднего осевого зазора может приводить к усилению вибрации лопаток. Поэтому применение осевых зазоров, меньших 0,15 хорды, возможно только после вибрационных исследований модели.

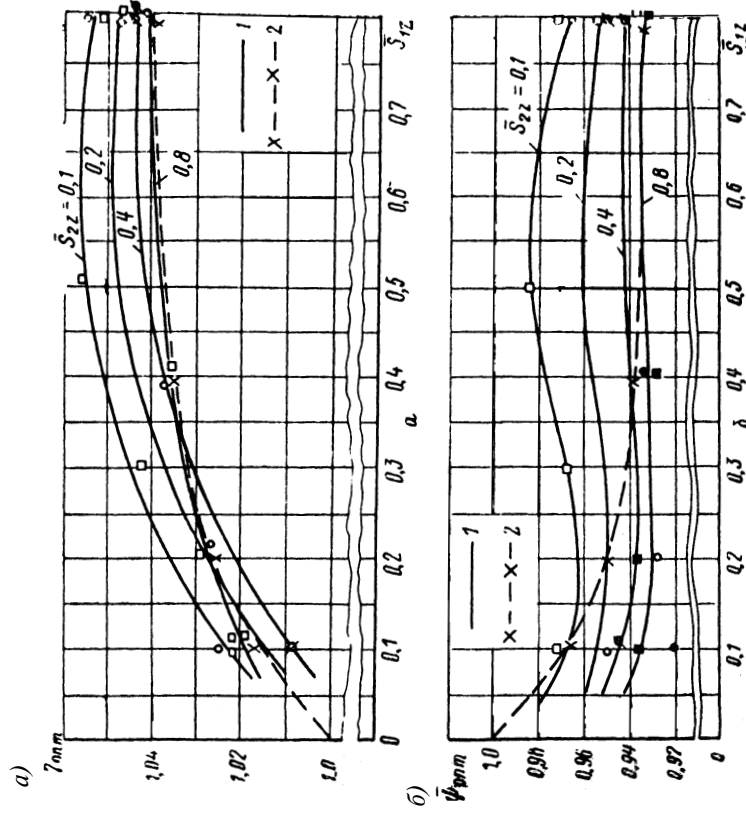


Рис. 8. Зависимость относительного изменения к.п.д. (а) и коэффициента напора (б) модельных ступеней от величин ( $\bar{S}_{1z}$ ) и заднего ( $\bar{S}_{2z}$ ) относительных осевых зазоров: 1 — ступени К-50-1 и К-100-4 при  $\bar{S}_{1z} \neq \bar{S}_{2z}$ ; 2 — ступени К-50-1 и К-100-4 при  $\bar{S}_{1z} = \bar{S}_{2z}$

$\bar{S}_{1z} = \bar{S}_{2z}$ ;  $\bar{\eta}_{opt} = \frac{\eta_{opt}}{(\eta_{opt})_{\bar{S}_{1z}=\bar{S}_{2z}=0}}$ ;  $\bar{\varphi}_{opt} = \frac{\varphi_{opt}}{(\varphi_{opt})_{\bar{S}_{1z}=\bar{S}_{2z}=0}}$ . К.п.д. и коэффициент напора при нулевых переднем и заднем осевых зазорах определены экстраполяцией кривых 2

Шумовые характеристики ступени зависят в первую очередь от величины переднего осевого зазора. Заметное увеличение шума, создаваемого ступенью, начинается при  $\bar{S}_{1z} < 0,25$ .

Поправочные коэффициенты, учитывающие изменение напора и к.п.д. натурной ступени из-за отличия относительных осевых зазоров, определяются выражениями:

$$k_{\psi z} = \frac{\left(\frac{\psi}{\psi_{z=0}}\right)_{\text{нат}}}{\left(\frac{\psi}{\psi_{z=0}}\right)_{\text{мод}}}, \quad k_{\eta z} = \frac{\left(\frac{\eta}{\eta_{z=0}}\right)_{\text{нат}}}{\left(\frac{\eta}{\eta_{z=0}}\right)_{\text{мод}}} \quad (35)$$

В этих выражениях значения числителей берутся из таблицы 2.3, а значения знаменателей находят по кривым рис. 8.

При сжатии газа в проточной части компрессора его объемный расход уменьшается. Поэтому обеспечение заданного закона распределения коэффициента расхода по ступеням, (чаще всего сохранение его постоянным или небольшое уменьшение на последних ступенях), достигается за счет уменьшения торцевой площади на входе в каждую последующую ступень, т. е. путем уменьшения длины её лопаток. Следовательно, каждая последующая ступень получается из предыдущей ступени данной группы путем подрезки части лопатки со стороны втулки (корневая подрезка) или периферии (периферийная подрезка), либо одновременно подрезкой с обоих концов лопатки.

В качестве относительных величин подрезки лопаток принимаются соотношения:

$$\Delta \bar{r}_{\text{вт}} = \bar{r}_{\text{втнат}} - \bar{r}_{\text{втмод}} = 2\Delta \bar{r}_{\text{ср}}, \quad (36)$$

$$\Delta \bar{r}_{\text{н}} = \left(\frac{r_{\text{н}}}{r_{\text{р}}}\right)_{\text{нат}} - 1 = -2\Delta \bar{r}_{\text{ср}},$$

где  $\bar{r}_{\text{втнат}} = \left(\frac{r_{\text{вт}}}{r_{\text{р}}}\right)_{\text{нат}}$ ,  $\bar{r}_{\text{втмод}} = \left(\frac{r_{\text{вт}}}{r_{\text{р}}}\right)_{\text{мод}}$ ,  $r_{\text{р}}$  — расчетный радиус соответственно натурной и модельной ступеней,  $r_{\text{н}}$  — наружный радиус ступени,  $\Delta \bar{r}_{\text{ср}} = \frac{\Delta r_{\text{ср}}}{r_{\text{р}}}$ ,  $\Delta r_{\text{ср}}$  — изменение среднего диаметра ступени.

У всех ступеней, представленных в атласе (рис. 2...5), на расчетном режиме теоретический напор постоянен или почти постоянен по радиусу. Вызванные подрезкой изменения характеристик ступени с постоянным на расчетном режиме теоретическим напором по высоте лопатки зависят от распределения  $c_z$  по радиусу.

При подрезке ступеней, спроектированных по закону постоянной циркуляции, для которых  $c_z(r) = \text{const}$ , происходит следующее изменение их характеристик. При корневой подрезке наклон характеристик к оси абсцисс возрастает, при периферийной — уменьшается. При подрезке ступеней с неравномерным распределением  $c_z$  по длине лопатки в большинстве случаев наряду с изменением наклона напорной характеристики происходит смещение характеристик вправо или влево по оси абсцисс. Направление смещения зависит от знака произведения производной от  $c_z$  по радиусу и изменения среднего радиуса при подрезке. Если это произведение меньше нуля, то характеристика смещается в сторону меньших расходов, если больше нуля — в сторону больших расходов.

Поправка на к.п.д.  $k_{\eta \Delta r}$  в зависимости от величины подрезки на оптимальном режиме приведена на рис. 9. Значения поправочного коэффициента  $k_{\psi \Delta r}$  для различных коэффициентов расхода и величин подрезки даны на рис. 10...12.

Высокий к.п.д. компрессора поддерживается при формировании лопаточного аппарата из одной или нескольких исходных ступеней, когда величина подрезки лопаток  $|\Delta \bar{r}| \leq 0,2$ . Если имеются корневая и периферийная подрезки, то поправочные коэффициенты, учитывающие эти подрезки, умножаются друг на друга.

Как отмечалось выше (см. п. 1.10), при проектировании компрессора с проточной частью типа II может быть применен способ формирования лопаточного аппарата, позволяющий получить малые значения подрезки. Лопаточный аппарат делится на несколько групп ступеней так, чтобы односторонняя подрезка лопаток каждой группы не превышала  $|\Delta \bar{r}| \approx 0,1$ . В первой группе ступеней периферийная подрезка у последней ступени устанавливается около 0,1. Во второй группе ступеней уменьшается расчетный диаметр так, чтобы у первой ступени этой группы подрезка  $\Delta \bar{r}_{\text{н}}$  была близка к нулю, а у последней ступени также



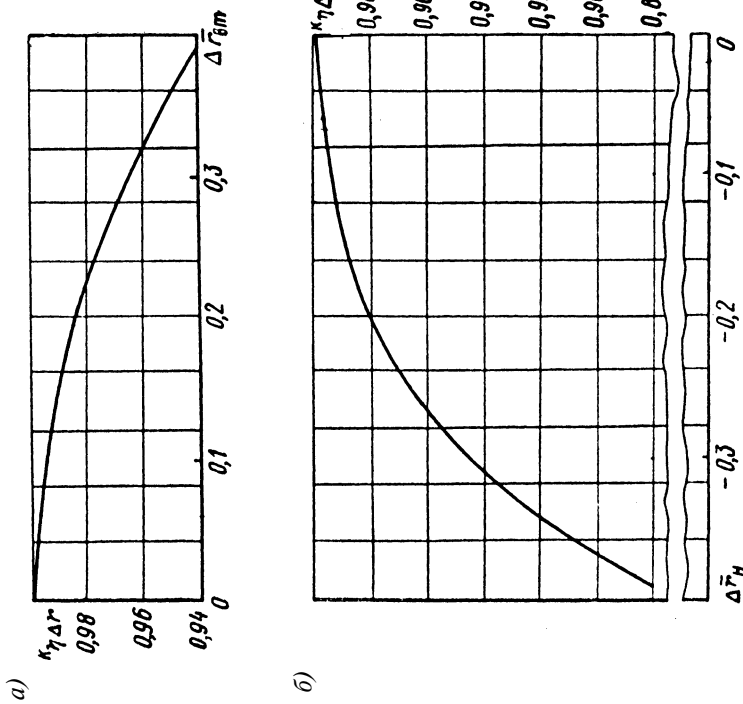


Рис. 9. Зависимость поправочного коэффициента, учитывающего относительное изменение к.п.д. ступеней К-50-1, К-50-5, К-70-17, К-100-21 и на оптимальных режимах, от корневой (а) и периферийной (б) подрезок:

$$\Delta \bar{r}_H = \frac{D_H - D_{H, \text{исх}}}{D_{H, \text{исх}}}; \Delta \bar{r}_{\text{ВТ}} = \frac{D_{\text{ВТ}} - D_{\text{ВТ, исх}}}{D_{H, \text{исх}}}; k_{\gamma \Delta r} = \frac{\eta_{\text{опт}}}{\eta_{\text{опт, исх}}}$$

составляла около 0,1. Таким же образом могут быть сформированы последующие группы ступеней. Однако в этом случае во второй и последующих группах ступеней появляется корневая подрезка, которая не должна превышать 0,1. Вследствие небольшой двусторонней подрезки лопаток наклон характеристик промежуточных ступеней к оси абсцисс изменяется незначительно. Указанный способ

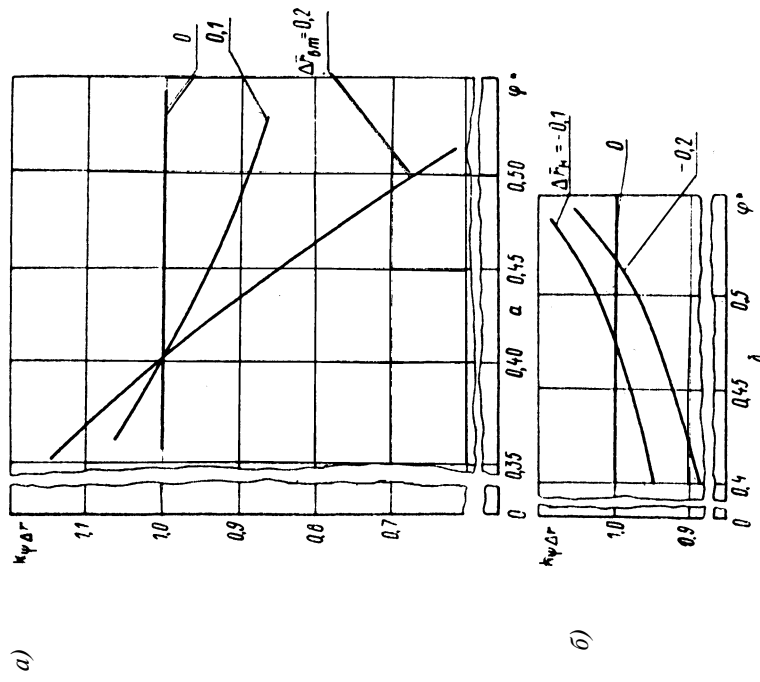


Рис. 10. Зависимость поправочного коэффициента, учитывающего относительное изменение напора ступеней К-50-1 и К-50-5 при корневой (а) и периферийной (б) подрезках от коэффициента расхода:

$$\Delta \bar{r}_H = \frac{D_H - D_{H, \text{исх}}}{D_{H, \text{исх}}}; \Delta \bar{r}_{\text{ВТ}} = \frac{D_{\text{ВТ}} - D_{\text{ВТ, исх}}}{D_{H, \text{исх}}}; k_{\psi \Delta r} = \frac{\psi_{\text{опт}}}{\psi_{\text{опт, исх}}}$$

выполнения лопаточного аппарата требует корректировки промежуточного направляющего аппарата, расположенного на стыке двух групп ступеней, или установки дополнительного направляющего аппарата. Это особенно необходимо в том случае, если данный способ используется для групп ступеней разного типа.

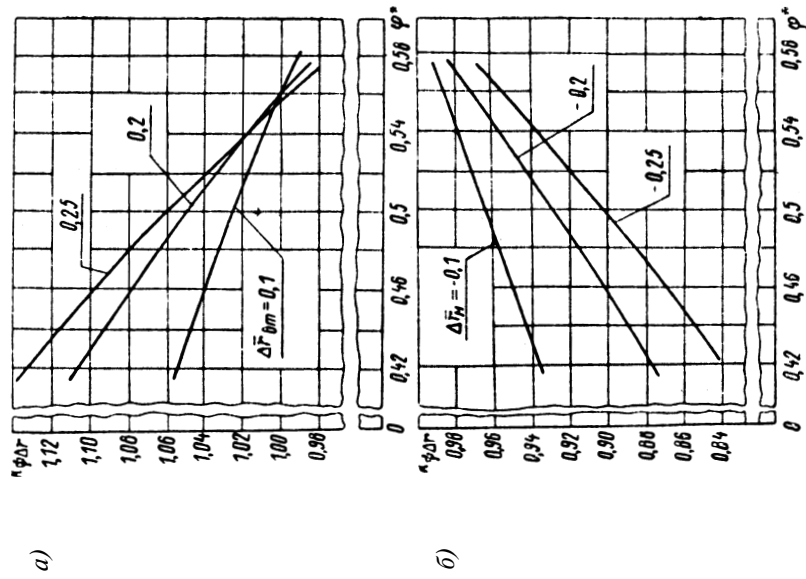


Рис. 11. Зависимость поправочного коэффициента, учитывающего относительное изменение напора ступеней К-70-17 при корневой (а) и периферийной (б) подрезках от коэффициента расхода:  $\Delta \bar{F}_H = \frac{D_H - D_{H, \text{исх}}}{D_{H, \text{исх}}}$ ;

$$\Delta \bar{F}_{\text{вт}} = \frac{D_{\text{вт}} - D_{\text{вт, исх}}}{D_{H, \text{исх}}}, k_{\psi_{\Delta F}} = \frac{\psi_{\text{опт}}}{\psi_{\text{опт, исх}}}$$

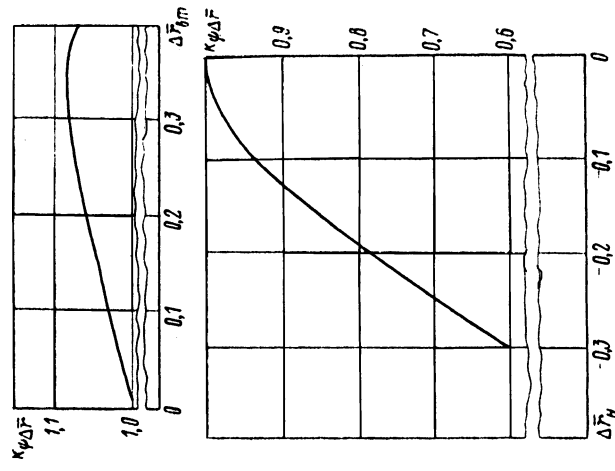


Рис. 12. Зависимость поправочного коэффициента, учитывающего относительное изменение напора ступеней К-100-2л при корневой (а) и периферийной (б) подрезках от коэффициента расхода:

$$\Delta \bar{F}_H = \frac{D_H - D_{H, \text{исх}}}{D_{H, \text{исх}}}; \quad \Delta \bar{F}_{\text{вт}} = \frac{D_{\text{вт}} - D_{\text{вт, исх}}}{D_{H, \text{исх}}};$$

$$k_{\psi_{\Delta F}} = \frac{\psi_{\text{опт}}}{\psi_{\text{опт, исх}}}$$

### 2.3. Выполнение эскиза лопаточного аппарата после первого поступенчатого расчета

Полученные в результате первого поступенчатого расчета диаметральные размеры ступеней изменяются ступенчато. Поэтому обводы проточной части будут не плавными. Для придания проточной части аэродинамически благоприятной формы ее обводы должны быть сглажены, что проводится на эскизе лопаточного аппарата.

Для выполнения эскиза лопаточного аппарата используется атлас геометрических параметров исходных модельных ступеней, данные из которого приведены в таблице 2.4 и на рис.13...17.

Меридиональное сечение лопаточного аппарата вычерчивается на миллиметровке (рис.18). Получаем в выбранном масштабе проекции лопаток ступеней на меридиональную плоскость. Построение начинается с первой ступени. В левой крайней части эскиза наносятся горизонтальные линии, соответствующие  $D_{\text{вн}}$ ,  $D_{\text{н}}$ ,  $D_{\text{ср}}$  первой ступени. Далее проводится вертикальная линия, которая изображает линию, соединяющую центры тяжести сечений лопатки входного направляющего аппарата (ВНА) (рис. 13). От этой линии влево откладываются отрезки  $a_{1z}$ , например, на линиях  $D_{\text{н}}$  и  $D_{\text{вн}}$ . Соединяя концы отрезков  $a_{1z}$  получаем линию входной кромки лопатки ВНА. Откладывая вправо от линии входной кромки отрезки  $b_{1z}$  и соединяя их концы, получим линию выходной кромки лопатки ВНА. Затем по линии  $D_{\text{ср}}$  откладываем от выходной кромки лопатки ВНА отрезок, равный  $S_{1z}$  и отрезок, равный  $a_{2z}$ . Вертикальная линия, проходящая через конец отрезка  $a_{2z}$ , будет являться линией центров тяжести сечений лопатки РК. Аналогично вышеизложенному определяем линии входной и выходной кромок лопатки РК. После этого откладывая от выходной кромки лопатки РК по линии  $D_{\text{ср}}$  отрезки, равные  $S_{2z}$  и  $a_{3z}$ , строим проекцию лопатки промежуточного направляющего аппарата (ПНА). И так далее от ступени к ступени, заканчивая лопаткой спрямляющего аппарата (СА) в случае его наличия. Перед лопаткой СА осевой зазор принимаем равным  $S_{2z}$ .

При построении лопаточного аппарата для каждой ступени в зависимости от типа проточной части будут изменяться  $D_{\text{н}}$  и  $D_{\text{вн}}$  следовательно  $D_{\text{ср}}$ . Значения  $a_{1z}$ ,  $b_{1z}$ ,  $a_{2z}$ ,  $b_{2z}$ ,  $a_{3z}$ ,  $b_{3z}$ ,  $a_{4z}$ ,  $b_{4z}$  находятся по графикам на рис. 14...17 для соответствующих относительных

радиусов ( $\bar{r} = \frac{r}{r_p}$ ) и умножаются на отношение  $\frac{b_{\text{нат}}}{b_{\text{мод}}}$ .

Геометрические параметры изолированных модельных ступеней К-50-1, К-50-5, К-70-17 и К-100-2л

Таблица 2.4

Величина	Обозначение	К-50-1, К-50-5			К-70-17			К-100-2л		
		ВНА	РК	ПНА	СА	ВНА	РК	ПНА	СА	ВНА
Наружный диаметр, мм	$D_{\text{н}}$	250	250	250	250	250	250	250	250	250
Внутренний диаметр, мм	$D_{\text{вн}}$	150	150	154,6	154,6	147	150	155,5	125	126,1
Втулочное отношение	$\bar{r}_{\text{вт}}$	0,6	0,6	0,618	0,618	0,588	0,6	0,622	0,50	0,505
Длина лопатки, мм	$l$	49,75	49,75	47,46	47,46	51,24	49,7	47,01	62,2	61,6
Хорда лопатки, мм	$b$	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Количество лопаток, шт.	$z$	34	22	22	24	29	28	32	26	21
Средняя относительная длина лопатки	$\bar{L}_{\text{ср}}$	1,66	1,63	1,58	1,58	1,71	1,62	1,57	2,07	2,04
Относительный шаг лопаток на наружном диаметре	$\bar{t}_{\text{ср}}$	0,77	1,19	1,19	1,09	0,902	0,934	0,818	1,0	1,245
Относительный радиальный зазор, %	$\bar{s}_r$	0,50	0,51	0,50	0,50	0,5	0,6	0,5	0,50	0,57
Относительный осевой зазор	$\bar{s}_z$	—	0,24	0,24	0,24	—	—	—	—	—

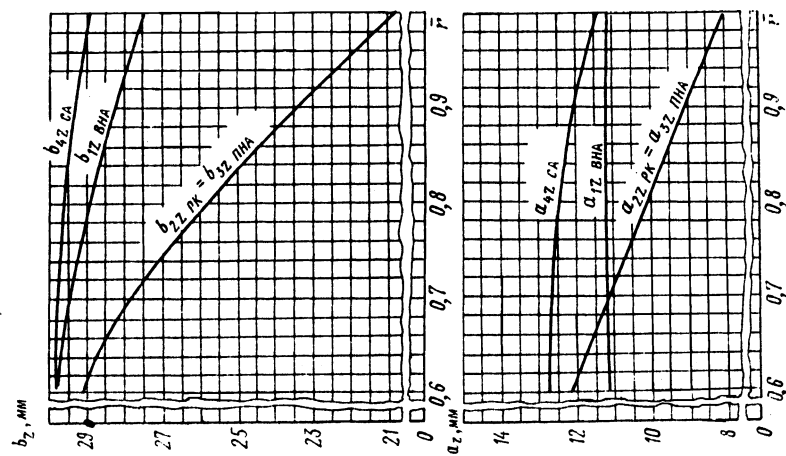


Рис. 14. Размеры профилей и положение точек поворота сечений (точек  $M$ ) в направлении оси вращения РК по высоте лопаток ВНА, ПНА, РК, СА ступени К-50-1

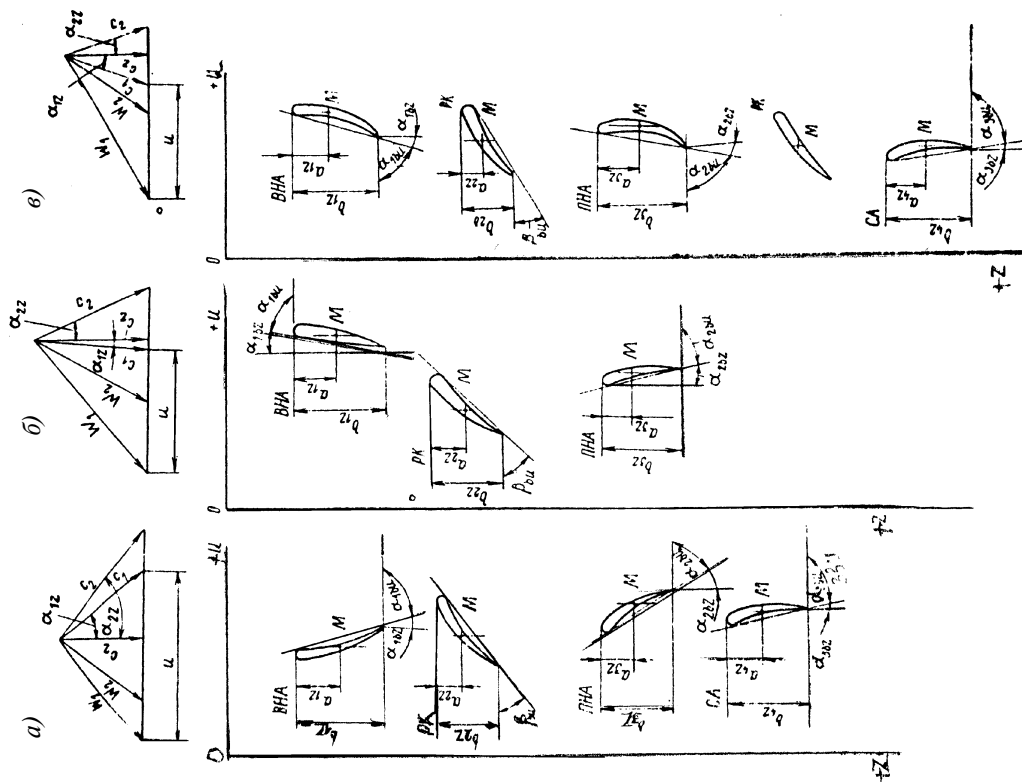


Рис. 13. Схемы проточных частей исходных степеней: а — К-50-1, К-50-5; б — К-70-17; в — К-100-2л. Координаты  $O U Z$  расположены в тангенциальной плоскости. Ось  $U$  совпадает с направлением окружной скорости РК. Ось  $Z$  совпадает с направлением оси вращения РК и направлена в сторону движения рабочей среды.  $M$  — точка поворота сечений профилей лопаток (для лопаток РК точка  $M$  совпадает с центром тяжести площади, ограниченной профилем лопатки)

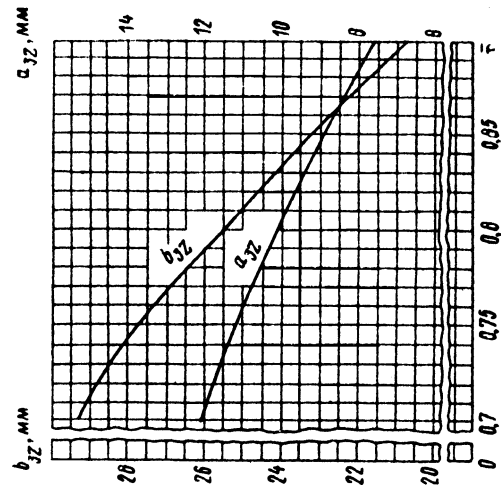


Рис. 15. Размеры профилей и положение точек поворота сечений (точек  $M$ ) в направлении оси вращения РК по высоте лопаток ПНА ступени К-50-5

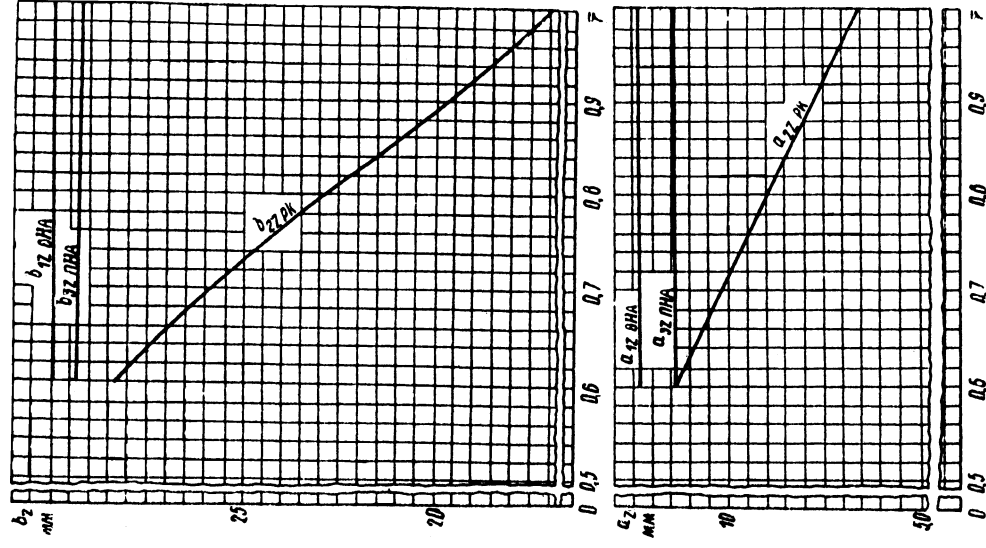


Рис. 16. Размеры профилей и положение точек поворота сечений (точек  $M$ ) в направлении оси вращения РК по высоте лопаток ВНА, ПНА и РК, ступени К-70-17

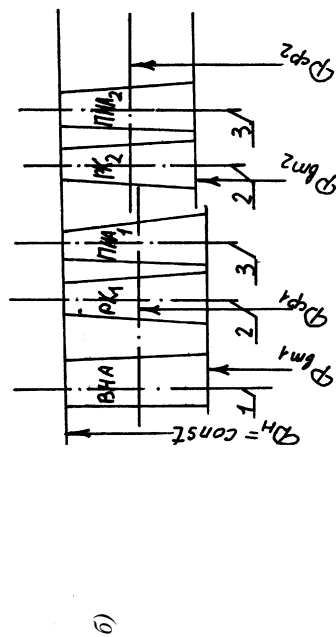
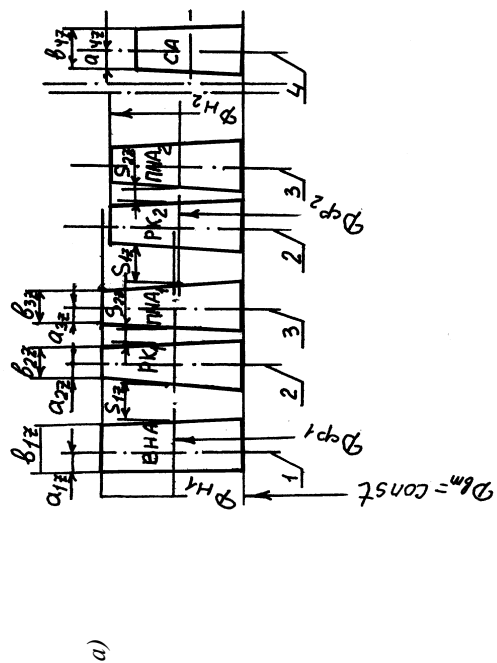


Рис. 18. Эскиз лопаточного аппарата: а — построение лопаточного аппарата при  $D = \text{const}$ ; 1 — линия, соединяющая точки поворота сечений лопатки ВНА; 2 — линия, центров тяжести сечений лопатки РК; 3 — линия, соединяющая точки поворота сечений лопатки ПНА; 4 — линия, соединяющая точки поворота сечений лопатки СА; б — построение лопаточного аппарата при  $D_{II} = \text{const}$ ; в — сглаживание обвода проточной части

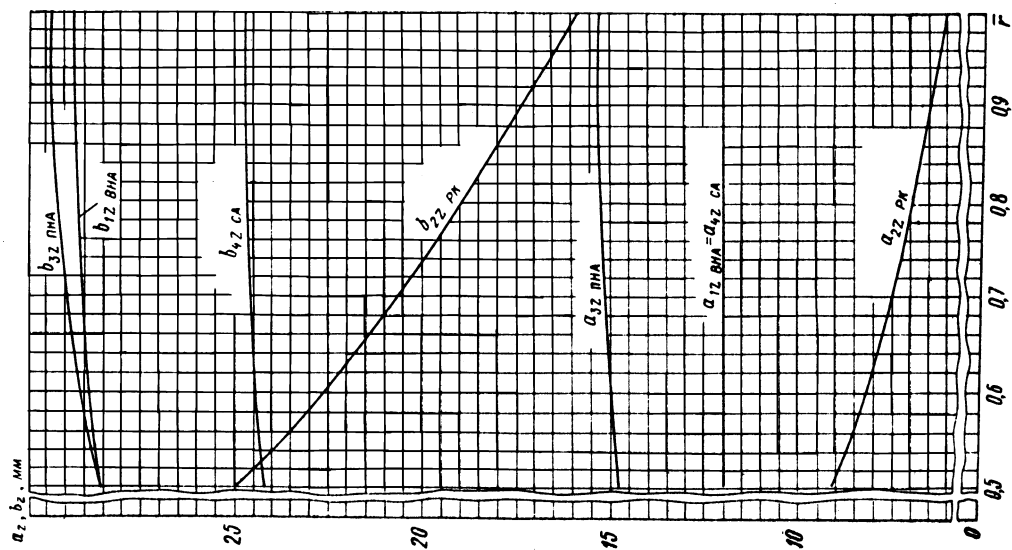


Рис. 17. Размеры профилей и положение точек поворота сечений (точек  $M$ ) в направлении оси вращения РК по высоте лопаток ВНА, ПНА, РК, СА ступени К-100-2Л

Полученный ступенчатый обвод проточной части лопаточного аппарата сглаживается двумя или тремя (при большом числе ступеней) линиями. При этом часть лопаток может срезаться, а часть — удлиняться. Необходимо добиваться, чтобы площадь срезанной части лопаток была равна площади той части лопаток, на которую увеличилась их длина. При сглаживании обвода проточной части сохраняется длина лопаток на входе в первую и последнюю ступени.

С точки зрения унификации лопаточного аппарата целесообразно применять в ступенях лопатки с одним размером хорд. Однако при малом относительном удлинении лопатки к.п.д. решетки уменьшается из-за увеличения вторичных потерь. Поэтому при уменьшении удлинения лопатки до  $\bar{l} = \frac{l}{b} = 1, 1, 1, 1, 5$  необходимо проводить смену размера хорды. Новый размер хорды должен позволить увеличить удлинение лопатки первой ступени данной группы до  $\bar{l} = 2, 0, 2, 5$ .

Аэродинамические характеристики лопаточных решеток зависят от их густоты  $\frac{b}{t}$ , где  $t$  — шаг лопаток, и относительной толщины профилей (отношение максимальной толщины профиля к хорде). Абсолютные значения хорды лопаток и толщины профилей выбираются из конструктивных соображений и окончательно устанавливаются на основании прочностных и вибрационных расчетов.

Густоту лопаточных решеток  $\frac{b}{t}$  натурных ступеней рекомендуется выбирать равной (или близкой) густоте лопаточных решеток модельных ступеней на тех же относительных радиусах.

Для уменьшения длины проточной части и массы компрессора, повышения критического числа оборотов ротора и обеспечения достаточно большого удлинения лопаток последних ступеней желательно ограничивать размеры хорд.

Механические характеристики лопаток, когда позволяют числа Маха, могут быть улучшены путем уменьшения толщины профилей у вершины и увеличения их у корня, т.е. лопатка выполняется примерно равнопрочной по длине. Размер хорды при этом также может увеличиваться к корню или сохраняться постоянным, если это требуется по аэродинамическим или технологическим соображениям.

Максимальные относительные толщины рабочих лопаток исходных ступеней ЦКТИ равны 11...16 % у корня и 5...8 % у периферии. Направляющие лопатки в большинстве случаев имеют постоянную максимальную относительную толщину 8...10 %. При умеренных числах Маха до  $M_w \approx 0,6$  можно рекомендовать увеличение относительной толщины профилей рабочих лопаток у корня до 15...18 %. При этом хорды и осевые размеры ступеней могут быть существенно уменьшены. Некоторое увеличение потерь, связанное с увеличением относительной толщины, в случае применения коротких лопаток может быть частично (а иногда и полностью) компенсировано за счет увеличения их относительной длины. Это относится, главным образом, к лопаткам последних ступеней и к лопаткам компрессоров высокого давления.

## 2.4. Второй поступенчатый расчет лопаточного аппарата

Газодинамические параметры ступеней и лопаточного аппарата в целом, полученные в первом поступенчатом расчете, должны быть уточнены по следующим причинам:

- в результате сглаживания обводов проточной части получают новые площади проходных сечений на входе в ступени и новые коэффициенты расхода ступеней, отсюда и новые значения к.п.д. и коэффициента напора ступеней;
- использованные в первом поступенчатом расчете поправочные коэффициенты  $k_w$  и  $k_\eta$  определены по параметрам условной “средней” ступени, в то время как их следует рассчитывать для каждой ступени по ее фактическим размерам. При этом должны быть окончательно выбраны и проверены размеры хорд и толщины профилей.

Расчет поправочных коэффициентов  $k_w$  и  $k_\eta$  для каждой ступени ведется в соответствии с п. 2.2. Результаты расчета представляются в виде таблицы (таблица 2.5). При выполнении расчета относительный радиальный зазор  $\bar{\delta}$  берется в процентах.

После определения поправочных коэффициентов выполняется второй поступенчатый расчет по таблице 2.6. В этом расчете значения к.п.д. и коэффициента напора ступеней находятся по характеристикам модельных ступеней при приведенной окружной

Поправки для определения расчетных значений  $\psi_p$  и  $\eta_p$

Величина	Формула	Ступень		
		Моделная	1	2
			3	
Расчетный диаметр, мм	$D_p$			
Хорда рабочих лопаток, мм	$b$			
Относительная хорда	$\frac{D_p}{b}$			
Длина рабочей лопатки, мм	$l$			
Относительная длина лопатки	$\frac{l}{b}$			
Радиальный зазор, мм	$S_p$			
Относительный радиальный зазор	$\frac{S_p}{l}$			
Вспомогательная величина	$1 - 0,045 \frac{l}{S_p} \sqrt{S_T}$			
Поправка для напора	$k_{\psi F} = \frac{(1 - 0,045 \frac{l}{S_p} \sqrt{S_T})_{\text{нат}}}{(1 - 0,045 \frac{l}{S_p} \sqrt{S_T})_{\text{мол}}}$			
Вспомогательная величина	$1 - 0,024 \frac{1}{\sqrt{S_T}} \sqrt{S_p}$			
Поправка для к.п.д.	$k_{\eta F} = \frac{(1 - 0,024 \frac{1}{\sqrt{S_T}} \sqrt{S_p})_{\text{нат}}}{(1 - 0,024 \frac{1}{\sqrt{S_T}} \sqrt{S_p})_{\text{мол}}}$			
Относительные осевые зазоры	$\frac{S_{2z}}{S_2}$			

Вспомогательная величина	$\psi / \psi S_z = 0$			
Поправка для напора	$k_{\psi z} = \frac{(\psi / \psi S_z = 0)_{\text{нат}}}{(\psi / \psi S_z = 0)_{\text{мол}}}$			
Вспомогательная величина	$\eta / \eta S_z = 0$			
Поправка для к.п.д.	$k_{\eta z} = \frac{\left( \eta / \eta S_z = 0 \right)_{\text{нат}}}{\left( \eta / \eta S_z = 0 \right)_{\text{мол}}}$			
Поправка для напора	$k_{\psi n}$			
Поправка для к.п.д.	$k_{\eta n}$			
Поправка для напора на $S_p, l, S_z$ взаимное влияние	$k_{\psi'}^* = k_{\psi z}^* k_{\psi n}^* k_{\eta n}^*$			
Наружный диаметр, мм	$D_n$			
Относительный наружный диаметр	$\frac{D_p}{D_n}$			
Периферийная подрезка	$\Delta r_H = \frac{D_p}{D_H} - 1$			
Втулочный диаметр, мм	$D_{\text{врт}}$			
Относительный диаметр втулки	$\frac{D_p}{D_{\text{врт}}}$			
Корневая подрезка	$\Delta r_{\text{бр}} = \frac{D_{\text{бр}}}{D_p} - r_{\text{бр. нсх}}$			
Поправка для $\eta$ на периферийную подрезку	$k_{\eta \Delta r_n}$			
Поправка для $\eta$ на корневую подрезку	$k_{\eta \Delta r_p}$			
Суммарная поправка для к.п.д. на подрезку	$k_{\eta \Delta r}^* = k_{\eta \Delta r_n}^* k_{\eta \Delta r_p}^*$			
Окончательная поправка для к.п.д.	$k_{\eta} = k_{\eta \Delta r}^* k_{\eta z}^* k_{\eta n}^*$			



Таблица 2.6

Второй поступенчатый расчет лопаточного аппарата

Величина	Формула	Ступень			За лопаточным аппаратом
		1	2	3	
Давление на входе в ступень, кПа					
Температура, К	$p^*$ $T^*$				
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	$\rho = \frac{p^*}{RT^*} \cdot 10^3$				
Диаметры на входе в ступень, м	$D_n$				
Торцевая площадь, м <sup>2</sup>	$F = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_{вг}^2)$				
Осевая скорость на входе в ступень, м/с	$c_z^* = \frac{\bar{m}}{\rho \cdot F}$				
Коэффициент расхода	$\phi = \frac{c_z^*}{u_p}$				
Приведенная окружная скорость, м/с	$u_p' = u_p \sqrt{\frac{T_{\text{ад}}^*}{T^*}}$				
Исходный коэффициент напора	$\psi$				
Исходный к.п.д. ступени	$\eta$				
Поправочный коэффициент на подрезку для $\psi$	$k_{\psi, \text{ср}}$				
Вспомогательный поправочный коэффициент	$k_{\psi}' = k_{\psi, \text{ср}} k_{\psi, \text{з}} k_{\psi, \text{н}}$				
Поправочный коэффициент для $\psi$	$k_{\psi} = k_{\psi, \text{ср}} k_{\psi}'$				
Поправочный коэффициент для $\eta$	$k_{\eta}$				
Расчетный коэффициент напора	$\psi_p = \psi k_{\psi}$				
Расчетный коэффициент полезного действия	$\eta_p = \eta k_{\eta}$				
Адиабатный напор ступени, Дж/кг	$H^* = \psi_p \frac{u_p^2}{2}$				
Адиабатное повышение температуры в ступени, К	$\Delta T_{\text{ад}}^* = \frac{H^*}{k-1} \frac{R}{k-1}$				
Полное приращение температуры в ступени, К	$\Delta T_{\text{ад}}^* = \frac{\Delta T_{\text{ад}}^*}{\eta_p}$				
Отношение давлений (30)	$\Pi^*$				

Расчет лопаточного аппарата

Отношение давлений  $\Pi^* = \frac{p_{\text{ЛА}}^*}{p_1}$  .....

Адиабатный напор  $H_{\text{ЛА}}^* = \frac{k}{k-1} R T_1^* \left[ \left( \frac{p_{\text{ЛА}}^*}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$  .....

Адиабатное повышение температуры  $\Delta T_{\text{ад ЛА}}^* = \frac{H_{\text{ЛА}}^*}{k} \frac{R}{k-1}$  .....

Полное повышение температуры  $\Delta T_{\text{ад ЛА}}^* = T_{\text{ЛА}}^* - T_1^*$  .....

Адиабатный к.п.д.  $\eta_{\text{ЛА}} = \frac{\Delta T_{\text{ад ЛА}}^*}{\Delta T_{\text{ЛА}}^*}$  .....

Мощность, затраченная на сжатие газа,  $N_{\text{сж}} = \frac{\bar{m} H_{\text{ЛА}}^*}{10^3 \eta_{\text{ЛА}}}$  .....

скорости  $u_p'$  и реальном коэффициенте расхода. Так как во втором поступенчатом расчете поправочные коэффициенты  $k_{\psi}$  и  $k_{\eta}$  определяются для каждой ступени, то их суммарное влияние оказывается более существенным. Поэтому к.п.д. лопаточного аппарата во втором поступенчатом расчете получается обычно меньше, чем в первом поступенчатом расчете.

После определения параметров состояния  $p_{\text{ЛА}}^*$ ,  $T_{\text{ЛА}}^*$  рабочего тела за последней ступенью находятся уточненные величины отношения давлений в лопаточном аппарате, адиабатного напора и к.п.д., а также мощности, затрачиваемой на сжатие газа.

2.5. Определение статических давлений и статических температур в лопаточном аппарате компрессора.

По окончании расчета полных давлений и температур на входе и выходе каждой ступени на среднем диаметре рассматриваются средние статические давления  $p$  в зазорах между лопаточными

Определение статических давлений и температур в сечениях перед рабочими колесами

Величина	Формула	Ступень		
		1	2	3
		За лопаточным аппаратом		
Полное давление, кПа	$p^*$			
Полная температура, К	$T^*$			
Наружный диаметр, м	$D_H$			
Внутренний диаметр, м	$D_{ВТ}$			
Площадь поперечного сечения, м <sup>2</sup>	$F = \frac{\pi}{4}(D_H^2 - D_{ВТ}^2)$			
Средний диаметр, м	$D_{ср} = \frac{D_H + D_{ВТ}}{2}$			
Расчетный диаметр, м	$D_p$			
Средний относительный радиус	$\bar{r}_{ср} = \frac{D_{ср}}{D_p}$			
Угол выхода потока из предыдущего венца на $T_{ср}$	$\alpha$			
Косинус угла	$\cos \alpha$			
Функция расхода	$q(\lambda) = 27,74 \frac{\bar{m} \sqrt{T^*} 10^{-3}}{p^* F \cos \alpha}$			
Газодинамическая функция	$\pi(\lambda)$			
Газодинамическая функция	$\tau(\lambda)$			
Статическое давление, кПа	$p = p^* \pi(\lambda)$			
Статическая температура, К	$T = T^* \tau(\lambda)$			

венцами. Статические давления необходимы, например, для определения осевых усилий, расчета лопаток на прочность и других целей. Одновременно определяются также статические температуры потока  $T$ .

Алгоритм расчетов приведен в таблицах 2.7 и 2.8. Определение статических параметров производится с помощью газодинамических функций, которые используются при расчете адиабатных процессов в идеальных газах.

Для расчета статических давлений в данном сечении должны быть известны расход воздуха, полные параметры  $p^*$  и  $T^*$ , диаметры сечений проточной части и угол  $\alpha_z$  между направлением потока, выходящего на среднем диаметре из предыдущего лопаточного венца, и продольной осью машины. Опытные кривые изменения углов выхода потока (см. рис. 13) по радиусу даны на рис. 19...21. Сначала определяется функция расхода [[2]]

$$q(\lambda) = 24,74 \frac{\bar{m} \sqrt{T^*} 10^{-3}}{p^* F \cos \alpha_z}, \tag{36}$$

где  $p^*$  в кПа.

Получив значения  $q(\lambda)$ , по таблицам газодинамических функций (таблица 2.9) находят значения функций  $\pi(\lambda)$ ,  $\tau(\lambda)$  и затем статические параметры

$$p = p^* \pi(\lambda), \quad T = T^* \tau(\lambda). \tag{37}$$

Представленные в таблице газодинамические функции вычисляются по следующим формулам [[3]]:

$$\text{коэффициент скорости } \lambda = \frac{c}{a_{кр}} = \frac{c}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*}}, \tag{38}$$

$a_{кр}$  — критическая скорость звука;

$$\text{число Маха } M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{kRT}}, \tag{39}$$

$a$  — скорость звука;

Определение статических давлений и температур в сечениях за рабочими лопатками

Величина	Формула	Степень		
		1	2	3
Полное давление, кПа	$p^*$			
Полная температура, К	$T^*$			
Наружный диаметр, м	$D_H$			
Внутренний диаметр, м	$D_{BT}$			
Площадь поперечного сечения, м <sup>2</sup>	$F = \frac{\pi}{4}(D_H^2 - D_{BT}^2)$			
Средний диаметр, м	$D_{cp} = \frac{D_H + D_{BT}}{2}$			
Расчетный диаметр, м	$D_p$			
Средний относительный радиус	$r_{cp} = \frac{D_{cp}}{D_p}$			
Угол выхода потока из предыдущего венца на $r_p$	$\alpha$			
Косинус угла	$\cos \alpha$			
Функция расхода	$q(\lambda) = 27,74 \frac{m\sqrt{T^*}}{p^* F \cos \alpha} \cdot 10^{-3}$			
Газодинамическая функция	$\pi(\lambda)$			
Газодинамическая функция	$\tau(\lambda)$			
Статическое давление, кПа	$p = p^* \pi(\lambda)$			
Статическая температура, К	$T = T^* \tau(\lambda)$			

Газодинамические функции

Таблица 2.9

$\lambda$	$\tau$	$\pi$	$\varepsilon$	$q$	$M$
0,00	1,0000	1,0000	1,0000	0,0000	0,0000
0,01	1,0000	0,9999	0,9999	0,0158	0,0091
0,02	0,9999	0,9998	0,9998	0,0315	0,0183
0,03	0,9999	0,9995	0,9997	0,0473	0,0274
0,04	0,9997	0,9990	0,9993	0,0631	0,0365
0,05	0,9996	0,9986	0,9990	0,0788	0,0457
0,06	0,9994	0,9979	0,9985	0,0945	0,0548
0,07	0,9992	0,9971	0,9979	0,1102	0,0639
0,08	0,9989	0,9963	0,9974	0,1259	0,0731
0,09	0,9987	0,9953	0,9967	0,1415	0,0822
0,10	0,9983	0,9942	0,9959	0,1571	0,0914
0,11	0,9980	0,9929	0,9949	0,1726	0,1005
0,12	0,9976	0,9916	0,9940	0,1882	0,1097
0,13	0,9972	0,9901	0,9929	0,2036	0,1190
0,14	0,9967	0,9886	0,9918	0,2190	0,1280
0,15	0,9963	0,9870	0,9907	0,2344	0,1372
0,16	0,9957	0,9851	0,9893	0,2497	0,1460
0,17	0,9952	0,9832	0,9880	0,2649	0,1560
0,18	0,9946	0,9812	0,9866	0,2801	0,1650
0,19	0,9940	0,9791	0,9850	0,2952	0,1740
0,20	0,9933	0,9768	0,9834	0,3102	0,1830
0,21	0,9927	0,9745	0,9817	0,3252	0,1920
0,22	0,9919	0,9720	0,9799	0,3401	0,2020
0,23	0,9912	0,9695	0,9781	0,3549	0,2109
0,24	0,9904	0,9668	0,9762	0,3696	0,2202
0,25	0,9896	0,9640	0,9742	0,3842	0,2290
0,26	0,9887	0,9611	0,9721	0,3987	0,2387
0,27	0,9879	0,9581	0,9699	0,4131	0,2480
0,28	0,9869	0,9550	0,9677	0,4274	0,2573
0,29	0,9860	0,9518	0,9653	0,4416	0,2670
0,30	0,9850	0,9485	0,9630	0,4557	0,2760
0,31	0,9840	0,9451	0,9605	0,4697	0,2850
0,32	0,9829	0,9415	0,9579	0,4835	0,2947
0,33	0,9819	0,9379	0,9552	0,4972	0,3040
0,34	0,9807	0,9342	0,9525	0,5109	0,3134
0,35	0,9796	0,9303	0,9497	0,5243	0,3228
0,36	0,9784	0,9265	0,9469	0,5377	0,3322
0,37	0,9772	0,9224	0,9439	0,5509	0,3417
0,38	0,9759	0,9183	0,9409	0,5640	0,3511
0,39	0,9747	0,9141	0,9378	0,5769	0,3606

$\lambda$	$\tau$	$\pi$	$\varepsilon$	$q$	$M$
0.40	0,9733	0,9097	0,9346	0,5897	0,3701
0.41	0,9720	0,9053	0,9314	0,6054	0,3796
0.42	0,9706	0,9008	0,9281	0,6149	0,3892
0.43	0,9692	0,8962	0,9247	0,6272	0,3987
0.44	0,9677	0,8915	0,9212	0,6394	0,4083
0.45	0,9663	0,8868	0,9178	0,6515	0,4179
0.46	0,9647	0,8819	0,9142	0,6633	0,4275
0.47	0,9632	0,8770	0,9105	0,6750	0,4372
0.48	0,9616	0,8719	0,9067	0,6865	0,4468
0.49	0,9600	0,8668	0,9029	0,6979	0,4565
0.50	0,9583	0,8616	0,8991	0,7091	0,4663
0.51	0,9567	0,8563	0,8951	0,7201	0,4760
0.52	0,9549	0,8509	0,8911	0,7309	0,4858
0.53	0,9532	0,8455	0,8871	0,7419	0,4956
0.54	0,9514	0,8400	0,8829	0,7520	0,5054
0.55	0,9496	0,8344	0,8787	0,7623	0,5152
0.56	0,9477	0,8287	0,8744	0,7724	0,5251
0.57	0,9459	0,8230	0,8701	0,7823	0,5360
0.58	0,9439	0,8172	0,8657	0,7920	0,5450
0.59	0,9420	0,8112	0,8612	0,8015	0,5549
0.60	0,9400	0,8053	0,8567	0,8109	0,5649
0.61	0,9380	0,7992	0,8521	0,8198	0,5750
0.62	0,9359	0,7932	0,8475	0,8288	0,5850
0.63	0,9339	0,7870	0,8428	0,8375	0,5951
0.64	0,9317	0,7808	0,8380	0,8459	0,6053
0.65	0,9296	0,7745	0,8332	0,8543	0,6154
0.66	0,9274	0,7681	0,8283	0,8623	0,6256
0.67	0,9252	0,7617	0,8233	0,8701	0,6359
0.68	0,9229	0,7553	0,8183	0,8778	0,6461
0.69	0,9207	0,7488	0,8133	0,8852	0,6565
0.70	0,9183	0,7422	0,8082	0,8924	0,6668
0.71	0,9160	0,7356	0,8030	0,8993	0,6772
0.72	0,9136	0,7289	0,7978	0,9061	0,6876
0.73	0,9112	0,7221	0,7925	0,9126	0,6981
0.74	0,9087	0,7154	0,7872	0,9189	0,7086
0.75	0,9063	0,7086	0,7819	0,9250	0,7192
0.76	0,9037	0,7017	0,7764	0,9308	0,7298
0.77	0,9012	0,6948	0,7710	0,9364	0,7404
0.78	0,8986	0,6878	0,7655	0,9418	0,7511
0.79	0,8960	0,6809	0,7599	0,9469	0,7619
0.80	0,8933	0,6738	0,7543	0,9518	0,7727

$\lambda$	$\tau$	$\pi$	$\varepsilon$	$q$	$M$
0.81	0,8907	0,6668	0,7486	0,9565	0,7835
0.82	0,8879	0,6597	0,7429	0,9610	0,7944
0.83	0,8852	0,6526	0,7372	0,9652	0,8053
0.84	0,8824	0,6454	0,7314	0,9691	0,8163
0.85	0,8796	0,6382	0,7256	0,9729	0,8274
0.86	0,8767	0,6310	0,7197	0,9764	0,8384
0.87	0,8739	0,6238	0,7138	0,9796	0,8496
0.88	0,8709	0,6165	0,7079	0,9826	0,8608
0.89	0,8680	0,6092	0,7019	0,9854	0,8721
0.90	0,8650	0,6019	0,6959	0,9879	0,8833
0.91	0,8620	0,5946	0,6898	0,9902	0,8947
0.92	0,8589	0,5873	0,6838	0,9923	0,9062
0.93	0,8559	0,5800	0,6776	0,9941	0,9177
0.94	0,8527	0,5726	0,6715	0,9957	0,9292
0.95	0,8496	0,5653	0,6653	0,9970	0,9409
0.96	0,8464	0,5579	0,6591	0,9981	0,9526
0.97	0,8432	0,5505	0,6528	0,9989	0,9644
0.98	0,8399	0,5431	0,6466	0,9993	0,9761
0.99	0,8367	0,5357	0,6403	0,9999	0,9880
1.00	0,8333	0,5283	0,6340	1,0000	1,0000

$$\lambda^2 = \frac{\frac{k+1}{2} M^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}; \quad (40)$$

$$\tau = \frac{T}{T^*} = \frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2; \quad (41)$$

$$\pi = \frac{p}{p^*} = \frac{1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k}{k-1}}} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad (42)$$

$$\varepsilon = \frac{\rho}{\rho^*} = \frac{1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{k-1}}} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (43)$$

Функция расхода может быть выражена через другие газодинамические функции

$$q(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} M \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{-\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (44)$$

или

$$q(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (45)$$

или

$$q(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \sqrt{\frac{2}{\pi^k - \pi^2}}^{\frac{k+1}{2}}. \quad (46)$$

Статические параметры потока могут быть определены с некоторыми допущениями иным способом, а именно путем нахождения значений абсолютной скорости на входе и выходе рабочих колес и использования формул для полных параметров. Алгоритм таких расчетов представлен в нижеиследующих таблицах 2.10, 2.11.

Здесь значения  $p^*$ ,  $T^*$ ,  $F$ ,  $c_z^*$  берутся из таблицы 2.6, значения  $D_{\text{вп}}$ ,  $D_p$  — из таблицы 2.5, значения  $\alpha_{3z}$  — из рис. 20. Принято допущение, что при определении  $c_1^*$ ,  $c_1$  используется одно и тоже значение  $\alpha_{3z}$ .

В этой таблице значения  $D_{\text{вп}}$ ,  $D_p$  берутся из таблицы 2.5, значения  $p^*$ ,  $T^*$ ,  $\rho^*$ ,  $\phi^*$  — из таблицы 2.6, значения  $D_{\text{вп}}$ ,  $F$ ,  $D_{\text{ср}}$ ,  $\bar{r}_{\text{ср}}$  — из таблицы 2.8, значения  $\alpha_{2z}$  — из рис. 20. При определении  $c_2^*$ ,  $c_2$  используется одно и тоже значение  $\alpha_{2z}$ .

Наряду с газодинамическими расчетами лопаточного аппарата обязательно проводятся расчеты на прочность лопаток. При этом используются дополнительные геометрические характеристики лопаточных решеток. Эти данные представлены на рис. 22...29 и на рис. 30...33 (см. приложение 1).

Таблица 2.10

Расчет статических давлений и температур в сечениях перед рабочими колесами

Величина	Ступени					3а ЛА
	1	2	3	4	...	
$p^*$ , кПа						
$T^*$ , К						
$D_{\text{вп}}$ , м						
$D_{\text{вп}}$ , м						
$D_{\text{ср}}$ , м						
$D_{\text{ср}}$ , м						
$\bar{r}_{\text{ср}}$						
$\alpha_{3z}$ , град						
$\cos \alpha_{3z}$						
$c_z^*$ , м/с						
$c_1^* = \frac{c_z^*}{\cos \alpha_{3z}}$ , м/с						
$T = T^* - \frac{c_1^{*2}}{2c_p}$ , К						
$p = p^* \left(\frac{T}{T^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ , кПа						
$\rho = \frac{p}{RT}$ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$						
$F$ , м <sup>2</sup>						
$c_z = \frac{\bar{m}}{\rho F}$ , м/с						
$c_1 = \frac{c_z}{\cos \alpha_{3z}}$ , м/с						
$T = T^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$ , К						
$p = p^* \left(\frac{T}{T^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ , кПа						

Таблица 2.11

Расчет статических давлений и температур в сечениях за рабочими колесами

Величина	1	2	3	4	...
$p^*$ , кПа					
$T^*$ , К					
$\rho^* = \frac{p^*}{RT^*}$ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$					
$D_{\text{дт}}$ , м					
$D_{\text{дтг}}$ , м					
$F$ , $\text{м}^2$					
$D_{\text{ср}}$ , м					
$D_{\text{в}}$ , м					
$\bar{r}_{\text{ср}}$					
$\varphi^*$					
$\alpha_{2z}$ , град					
$\cos \alpha_{2z}$					
$c_z^* = \frac{\bar{m}}{\rho F}$ , м/с					
$c_2^* = \frac{c_z^*}{\cos \alpha_{2z}}$ , м/с					
$T = T^* - \frac{c_2^{*2}}{2c_p}$ , К					
$p = p^* \left( \frac{T}{T^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ , кПа					
$\rho = \frac{p}{RT}$ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$					
$c_z = \frac{\bar{m}}{\rho F}$ , м/с					
$c_2 = \frac{c_z}{\cos \alpha_{2z}}$ , м/с					
$T = T^* - \frac{c_2^2}{2c_p}$ , К					
$p = p^* \left( \frac{T}{T^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ , кПа					

### 3. ОПИСАНИЕ ПРОГРАММЫ ВАРИАНТНОГО РАСЧЕТА ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА ЭВМ

Программа расчета написана на языке Фортран-77. Запись идентификаторов расчетных величин в программе была максимально приближена к обозначениям аналогичных расчетных величин в алгоритме расчета. Список параметров и идентификаторов приведен в таблице 3.1.

Ввод данных осуществляется в диалоговом режиме. Характеристики исходных модельных ступеней в виде двумерных массивов введены постоянно в подпрограмму двумерной интерполяции таблично заданных функций. Некоторые данные являются постоянными величинами для различных вариантов:  $R, k, \zeta_{\text{в}}, \zeta_{\text{к}}, c_1, c_{\text{в}}, k_{\text{в}}$ . Они записаны в программе как постоянные в виде одной величины или с указанием диапазона изменения.

В начале расчета необходимо ввести  $\bar{m}, P_k^*, p_k^*, T_{\text{в}}^*, n$ , выбрать значения  $\zeta_{\text{в}}, \zeta_{\text{к}}, c_1, c_{\text{дт}}$ , а также предварительные значения  $\eta_{\text{к}}, \varphi_{\text{опт}}^* = \varphi_1, \bar{r}_{\text{вг}} = \bar{r}_{\text{вг1}}$ , которые впоследствии уточняются в процессе счета.

На первом этапе определяются потери давления во всасывающем патрубке  $\Delta p_{\text{в}}^*$  (1) и в нагнетательном патрубке  $\Delta p_{\text{к}}^*$  (2), полные давления перед первой ступенью  $p_1^*$  (3) и за последней ступенью  $p_{\text{дт}}^*$  (4), отношение полных давлений  $\Pi_{\text{дт}}^*$  (5) и адиабатный напор по полным параметрам в лопаточном аппарате  $H_{\text{дт}}^*$  (6).

Далее в первом приближении находят наружный диаметр лопаточного аппарата  $D_{\text{н}}$  (7) и окружная скорость ротора  $u_{\text{н}}$  (8).

После определения окружной скорости  $u_{\text{н}}$  выбирается степень реактивности исходной ступени  $\Omega_{\text{н}}$  и тип проточной части.

При известной окружной скорости  $u_{\text{н}}$  в подпрограмме находят по характеристикам выбранной исходной ступени с привлечением процедуры двумерной интерполяции таблично заданных функций оптимальный коэффициент расхода  $\varphi_{\text{опт}}^*$ , к.п.д.  $\eta_1$  и коэффициент напора  $\psi_1$  первой ступени. Задаются относительный радиус втулки первой ступени  $\bar{r}_{\text{вг1}}$  и поправочный коэффициент  $k_{\text{в}}$ . Находится коэффициент затраченной работы  $\alpha$ .

По уточненным значениям  $\varphi_1^*$  и  $\bar{r}_{\text{вг1}}$  определяются наружный, он же расчетный, диаметр первой ступени  $D_{\text{н1}} = D_{\text{р1}}$  и окружная расчетная скорость  $u_{\text{н1}} = u_{\text{р1}}$ , соответственно по формулам (7), (8). Если значение  $u_{\text{н1}} = u_{\text{р1}}$  отличается от полученного ранее значения  $u_{\text{н}}$

Таблица 3.1

Список расчетных параметров и идентификаторов

№ п.п.	Расчетный параметр	Обозначение в тексте пособия	Обозначение в программе расчета
1	Коэффициент адиабатного напора по полному параметрам	$\psi$	psi
2	Адиабатный к. п. д. по полным параметрам	$\eta$	eta
3	Коэффициент расхода	$\varphi$	fi
4	Адиабатный напор по полным параметрам в лопаточном аппарате	$H_{\text{ЛА}}^*$	Hlaz
5	Теоретический напор	$H_t$	ht
6	Окружная скорость на расчетном диаметре	$u_p$	up
7	Плотность воздуха по полным параметрам	$\rho^*$	Roz
8	Торцовая площадь проточной части на входе в ступень	$F$	F
9	Средняя осевая скорость	$c_{\text{ср}}^*$	cszr
10	Наружный радиус (периферия) проточной части	$r_n$	rn
11	Внутренний радиус (втулка) проточной части	$r_{\text{вг}}$	rvt
12	Массовый расход газа (производительность компрессора)	$\dot{m}$	m
13	Отношение полных давлений в компрессоре	$\Pi_k^*$	Ptkz
14	Полное давление на выходе из нагнетательного патрубка	$p_k^*$	pkz
15	Полное давление на входе во всасывающий патрубок	$p_b^*$	pvz
16	Полная температура на входе во всасывающий патрубок	$T_b^*$	tvz
17	Показатель адиабаты	$k$	k
18	Удельная газовая постоянная	$R$	R
19	Число оборотов вращения ротора	$n$	n
20	Адиабатный к. п. д. компрессора	$\eta_k$	etak
21	Потери давления во всасывающем патрубке	$\Delta p_b^*$	dpvz
22	Коэффициент потерь во всасывающем патрубке	$\zeta_b$	dzetav
23	Плотность воздуха на входе в лопаточный аппарат	$\rho_1$	rol
24	Скорость потока на входе в лопаточный аппарат	$c_1$	cl
25	Потери давления в нагнетательном патрубке	$\Delta p_k^*$	dpkz

Продолжение таблицы 3.1

№ п.п.	Расчетный параметр	Обозначение в тексте пособия	Обозначение в программе расчета
26	Коэффициент потерь в нагнетательном патрубке	$\zeta_k$	dzetak
27	Плотность воздуха на выходе из лопаточного аппарата	$\rho_{\text{ЛА}}$	rola
28	Полное давление в нагнетательном патрубке	$p_k^*$	pkz
29	Полная температура за лопаточным аппаратом	$T_{\text{ЛА}}^*$	tlaz
30	Скорость потока на выходе из лопаточного аппарата	$c_{\text{ла}}$	cla
31	Полное давление за последней ступенью	$p_{\text{ЛА}}^*$	plaz
32	Полное давление перед первой ступенью	$p_1^*$	plz
33	Отношение давлений в лопаточном аппарате	$\Pi_{\text{ЛА}}^*$	pliaz
34	Оптимальное значение коэффициента расхода первой ступени	$\varphi_{\text{опт}}^*$	fioptz
35	Значение минимального втулочного оттошения	$\bar{r}_{\text{вт}}$	rvtmin
36	Наружный диаметр лопаточного аппарата	$D_n$	Dn
37	Окружная скорость ротора на наружном диаметре	$u_n$	un
38	Теоретическая степень реактивности ступени	$\Omega_T$	omegat
39	Втулочное отношение для первой ступени	$\bar{r}_{\text{вг}1}^*$	m
40	Коэффициенты расхода по ступеням на расчетном режиме	$\varphi_p^*$	—
41	Среднее значение адиабатного напора ступени в проточной части	$H_{\text{ср.ст}}^*$	Hсрcmz
42	Поправочный коэффициент для среднего значения адиабатного напора ступени в проточной части	$k_{\psi}$	kpsi
43	Средний коэффициент адиабатного напора ступени	$\psi_{\text{ср}}$	psisr
44	Средняя расчетная окружная скорость	$u_{\text{ср}}$	usr
45	Коэффициент напора первой ступени	$\psi_1$	psil
46	Расчетная окружная скорость первой ступени	$u_{p1}$	upl
47	Коэффициент напора последней ступени	$\psi_{\text{посл}}$	psiposl
48	Расчетная окружная скорость второй группы ступеней	$u_{p2}$	up2
49	Коэффициент затраченной работы	$\alpha$	alfa
50	Число ступеней компрессора	$I$	i
51	Ожидаемая величина к. п. д. лопаточного аппарата	$\eta_{\text{ла}}$	etala
52	Длина лопатки первой ступени	$l_1$	l1

Окончание таблицы 3.1

№ пп.	Расчетный параметр	Обозначение в тексте пособия	Обозначение в программе расчета
53	Наружный диаметр первой ступени	$D_{p1}$	Dn1
54	Внуточный диаметр первой ступени	$D_{вп1}$	Dvt1
55	Внуточный диаметр последней ступени	$D_{вп2}$	Dvt2
56	Плотность воздуха за последней ступенью	$\rho_{\text{посл}}$	toposlz
57	Плотность воздуха перед первой ступенью	$\rho_1$	rolz
58	Длина лопатки на выходе из последней ступени	$l_{\text{посл}}$	lposl
59	Величина корневой подрезки	$\Delta \bar{r}_{\text{вг}}$	Dvrt
60	Расчетный диаметр первой ступени	$D_{p1}$	Dp1
61	Наружный диаметр последней ступени	$D_{\text{впосл}}$	Dnposl
62	Величина периферийной подрезки	$\Delta r_{\text{н}}$	Drm
63	Расчетный диаметр для второй группы ступеней	$D_{p2}$	Dp2

более, чем на 1 %, то осуществляется переход на повторное нахождение коэффициентов  $\varphi_{\text{опт}}$ ,  $\eta_1$ ,  $\psi_1$  выбранной исходной ступени и повторный расчет  $D_{\text{н}}$  и  $u_{\text{н1}} = u_{\text{р1}}$ . Процедура повторяется до достижения требуемой точности. В общем случае при большом отличии значений  $u_{\text{н1}} = u_{\text{р1}}$  и  $u_{\text{н}}$  возможен переход к другой исходной ступени, в том числе с другой степенью реактивности, при этом могут изменяться не только  $\varphi_{\text{опт}}$ ,  $\eta_1$ ,  $\psi_1$ , но и  $\bar{r}_{\text{вг1}}$ .

Следующим шагом является определение расчетного диаметра  $D_{p2}$  и расчетной окружной скорости  $u_{p2}$  последней ступени. Для проточной части типа I имеем  $D_{p2} = D_{p1}$  и  $u_{p2} = u_{p1}$ . Для проточной части типа II первоначально принимаем  $D_{p2} = D_{p1}$  и  $u_{p2} = u_{p1}$ . Ранее было указано, что для этого типа проточной части может быть необходимо уменьшение расчетного диаметра  $D_{p2}$  с целью уменьшения подрезки лопаток последних ступеней. Тогда получим  $u_{p2} < u_{p1}$ . При этом значение расчетного диаметра  $D_{p2}$  выбирается несколько больше  $\frac{D_{n1} + D_{\text{н посл}}}{2}$  для получения плавного очертания проточной части.

После установления  $D_{p2}$  и  $u_{p2}$  и выбора значения коэффициента расхода  $\varphi_{\text{посл}}$  находятся в подпрограмме с привлечением процедуры двумерной интерполяции таблично заданных функций значения к.п.д. и коэффициента напора  $\psi_{\text{посл}}$  последней ступени. Характеристики последней ступени определяются при  $u_{p2}$ , если значение  $u_{p2}$  отличается от значения  $u_{p1}$  более, чем на 1 %.

### Вариантные расчеты лопаточного аппарата стационарного осевого компрессора

Производительность компрессора  $m =$  кг/с  
 Отношение давлений  $P_{k2} =$   
 Давление на входе во всасывающий патрубок  $p_{в2} =$  Па  
 Температура на входе  $t_{в2} =$  К  
 Рабочее тело компрессора – воздух  
 Газовая постоянная  $R = 287,1$  Дж/(кг К)  
 Показатель адиабаты  $k = 1,4$   
 Частота вращения ротора  $n =$  об/мин

$d_{\text{гелав}} =$   
 $d_{\text{гелак}} =$   
 $c_1 =$  м/с  
 $c_{1a} =$  м/с

Таблица 3.2

№ ступени	—	—	—
Тип ступени	—	—	—
Степень реактивности	—	—	—
Тип проточной части	—	—	—
$r_{v1}$	—	—	—
$\frac{f_{l1}}{f_{p1}}$	—/—	—	—
$D_{n1} = D_{p1}$	м/м	—	—
$l_1$	м	—	—
$U_{n1} = U_{p1}$	м/с	—	—
$D_{p2}$	м	—	—
$U_{p2}$	м/с	—	—
$\frac{D_{\text{посл}}}{D_{v12}}$	м/м	—	—
* $D_{\text{посл}}$ относ.	—	—	—
$l_{\text{посл}}$	м	—	—
$r_{v12}$	—	—	—
**	—	—	—
!	—	—	—
к.п.д. ЛА	—	—	—
$\frac{d_{rv}}{dm}$	—	—	—

\*  $D_{\text{посл}}$  относ. — относительный наружный диаметр последней ступени,  
 \*\*  $r_{v12}$  — втулочное отношение последней ступени,



Далее находятся  $\psi_{\text{ср}}$  (13),  $u_{\text{ср}}$  (14),  $\eta_{\text{ср}}$  (19), среднее значение адиабатного напора  $H_{\text{ср. ст.}}^*$  (12), расчетный напор в лопаточном аппарате  $H_{\text{р. л.}}^*$  (15), число ступеней компрессора  $i$  (16), коэффициент  $a$  (18), ожидаемая величина к.п.д. лопаточного аппарата  $\eta_{\text{ла}}$  (17), длина лопатки первой ступени  $l_1$  (20), плотность воздуха за последней ступенью  $\rho_{\text{пол.}}^* = \rho_{\text{ла}}$  (21).

На последнем этапе определяются геометрические параметры последней ступени. Для проточной части типа I находятся диаметр втулки  $D_{\text{вт2}}$  (22) и длина  $l_{\text{пол.}}$  (23) последней ступени, относительная величина корневой подрезки  $\Delta \bar{r}_{\text{вт}}$  (24). Если  $\Delta \bar{r}_{\text{вт}} > 0,2$ , то делается переход к повторному расчету при новых значениях  $\varphi_{\text{пол.}}^*$  (уменьшение  $\varphi_{\text{пол.}}^*$  приводит к уменьшению  $\Delta \bar{r}_{\text{вт}}$ ).

Для проточной части типа II находятся наружный диаметр  $D_{\text{нпол.}}$  (25) и длина лопатки  $l_{\text{пол.}}$  (26) последней ступени, относительная величина периферийной подрезки  $\Delta \bar{r}_{\text{н}}$  (27). Если  $\Delta \bar{r}_{\text{н}} > 0,2$ , то производится переход к повторному расчету при меньшем значении  $\varphi_{\text{пол.}}^*$  или увеличении  $\bar{r}_{\text{вт}}$ , или уменьшении расчетного диаметра  $D_{\text{р2}}$  второй половины ступеней.

В конце по программе выводятся на печать параметры варианта проточной части осевого компрессора в виде таблицы 3.2. После этого проводится расчет нового варианта проточной части с другой исходной модельной ступенью.

#### 4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА СТАЦИОНАРНОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

##### 4.1. Задание на расчет лопаточного аппарата:

Давление на входе во всасывающий патрубок  $p_b^* \dots 98,1 \text{ кПа}$   
Температура на входе (расчетная)  $T_b^* \dots 293 \text{ }^\circ\text{К}$   
Отношение полных давлений в компрессоре  $\Pi_k^* \dots 3,45$   
Производительность компрессора  $\dot{m} \dots 75 \text{ кг/с}$   
Рабочее тело компрессора – воздух с физическими константами:  
Показатель адиабаты  $k \dots 1,4$   
Газовая постоянная  $R \dots 287,1 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$   
Число оборотов ротора  $n \dots 3000 \text{ об/мин}$   
Адиабатный коэффициент полезного действия компрессора  $\dots \eta_k > 0,86$

##### 4.2 Вариантные расчеты лопаточного аппарата

Принимаем коэффициенты потерь в патрубках, включая ВНА и СА:  $\zeta_b = 0,15$ ,  $\zeta_k = 0,5$ .

Плотность воздуха на входе в лопаточный аппарат

$$\rho_1 \approx \rho_b^* = \frac{p_b^*}{RT_b^*} = \frac{98,1 \cdot 10^3}{287,1 \cdot 293} = 1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Оценим величину потерь во всасывающем патрубке, принимая  $c_1 = 110 \text{ м/с}$ ,

$$\Delta p_b^* \approx \zeta_b \frac{\rho_1 c_1^2}{2} = 0,15 \cdot \frac{1,17 \cdot 110^2}{2} = 1,06 \cdot 10^3 \text{ Па} \approx 1,1 \text{ кПа}.$$

Тогда полное давление перед первой ступенью равно

$$p_1^* = p_b^* - \Delta p_b^* = 98,1 - 1,1 = 97 \text{ кПа}.$$

Для определения потерь в нагнетательном патрубке примем  $c_{\text{ла}} = 100 \text{ м/с}$ ,  $\eta_k = 0,9$ .

В этом случае

$$T_{\text{ла}}^* = T_k^* = T_b^* \left(1 + \frac{\Pi_k^*}{\eta_k} - 1\right) = 293 \left(1 + \frac{3,45}{0,9} - 1\right) = 431 \text{ }^\circ\text{К},$$

$$p_k^* = p_b^* \Pi_k^* = 98,1 \cdot 3,45 = 338,4 \text{ кПа},$$

$$\rho_{\text{ла}} \approx \rho_k^* = \frac{p_k^*}{RT_k^*} = \frac{338,4 \cdot 10^3}{287,1 \cdot 431} = 2,73 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Получим величину потерь

$$\Delta p_k^* \approx \zeta_v \frac{\rho_{\text{ла}} c_{\text{ла}}^2}{2} = 0,5 \cdot \frac{2,73 \cdot 100^2}{2} = 6,8 \text{ кПа}$$

Полное давление за последней ступенью

$$p_{\text{ла}}^* = p_k^* + \Delta p_k^* = 338,4 + 6,8 = 345,2 \text{ кПа}.$$

Отношение полных давлений в лопаточном аппарате

$$\Pi_{\text{ла}}^* = \frac{p_{\text{ла}}^*}{p_1^*} = \frac{345,2}{97} = 3,56.$$

Адиабатный напор в лопаточном аппарате

$$H_{\text{ЛА}}^* = \frac{k}{k-1} RT_{\text{в}}^* (\Pi_{\text{ЛА}}^{\frac{k-1}{k}} - 1) = 3,5 \cdot 287,1 \cdot 293 \cdot (3,56^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1) = 128730 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Задаваясь в первом приближении значениями  $\varphi_{\text{опт}}^* = 0,5$ ,  $\bar{r}_{\text{вг}} = 0,6$ , определяем наружный диаметр лопаточного аппарата

$$D_{\text{н}} = 2,93 \sqrt{\frac{\bar{m} RT_{\text{в}}^*}{(1 - \bar{r}_{\text{вг}}^2) p_1 n \varphi_{\text{опт}}^*}} = 2,93 \sqrt{\frac{75 \cdot 287,1 \cdot 293}{(1 - 0,6^2) \cdot 97 \cdot 10^3 \cdot 3000 \cdot 0,5}} = 1,182 \text{ м.}$$

Окружная скорость ротора на этом диаметре

$$u_{\text{н}} = \frac{\pi D_{\text{н}} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 1,182 \cdot 3000}{60} = 186 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Полученное значение окружной скорости позволяет проводить варианты расчеты с модельными ступенями различной степени реактивности  $\Omega_{\text{т}} = 0,5; 0,7; 1,0$ . Выполним расчеты вариантов с модельными ступенями К-50-1, К-50-5, К-70-17, К-100-2Л (см. таблицу 4.1.)

Рассмотрим пример расчета варианта с модельной ступенью К-50-1. По графику  $\eta = f(\varphi^*, u_{\text{н}})$  (рис. 2) при полученном значении  $u_{\text{н}}$  находим оптимальное значение коэффициента расхода, соответствующее максимуму к.п.д.,  $\varphi^* = 0,48$ . Минимальное втулочное отношение для данной модельной ступени  $\bar{r}_{\text{вг}} = 0,6$ . Уточняем наружный диаметр лопаточного аппарата при новом значении (втулочное отношение равно принятому ранее):

$$D_{\text{н}} = 2,93 \sqrt{\frac{75 \cdot 287,1 \cdot 293}{(1 - 0,6^2) \cdot 97 \cdot 10^3 \cdot 3000 \cdot 0,48}} = 1,198 \text{ м.}$$

Значение окружной скорости на этом диаметре

$$u_{\text{н}} = \frac{3,14 \cdot 1,198 \cdot 3000}{60} = 188 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

При новом значении  $u_{\text{н}}$  оптимальный коэффициент расхода согласно графику практически не изменился. Поэтому дальнейшее уточнение не требуется.

При коэффициенте расхода  $\varphi^* = 0,48$  и окружной скорости  $u_{\text{н}} = 188 \text{ м/с}$  имеем из графиков рис. 2 к.п.д. ступени  $\eta_{\text{ст}} = 0,952$  и коэффициент напора  $\psi = 0,49$ .

Выбираем I тип проточной части ( $D_{\text{н}} = \text{const}$ ).

Среднее значение адиабатного напора ступени равно

$$H_{\text{ср.ст}}^* = k_{\psi} \psi \frac{u_{\text{н}}^2}{2} = 0,98 \cdot 0,49 \frac{188^2}{2} = 8490 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Расчетный напор в ЛА

$$H_{\text{р.ла}}^* = a H_{\text{ла}}^* = 1,034 \cdot 128730 = 133100 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

где коэффициент  $a = 1,034$  определен по графику рис. 7 при  $\Pi_{\text{ЛА}}^* = 3,56$  и  $\kappa = 1,4$ .

$$\text{Число ступеней компрессора } i = \frac{H_{\text{р.ЛА}}^*}{H_{\text{ср.ст}}^*} = \frac{133100}{8490} = 15,7 \approx 16.$$

Адиабатный к.п.д. лопаточного аппарата

$$\eta_{\text{ЛА}} = \eta_{\text{ст}} \frac{\Pi_{\text{ЛА}}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\Pi_{\text{ЛА}}^{\frac{ak}{k-1}} - 1},$$

где  $\eta_{\text{ст}} = 0,952$ ,

$$a = \frac{i \eta_{\text{ср}}}{i - 1 + \eta_{\text{ср}}} = \frac{16 \cdot 0,952}{16 - 1 + 0,952} = 0,955,$$

$$\eta_{\text{ЛА}} = 0,952 \frac{3,56^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,955(3,56^{\frac{0,955 \cdot 1,4}{1,4}} - 1)} = 0,943.$$

Диаметр втулки первой ступени

$$D_{\text{вт1}} = \bar{r}_{\text{вт}} \cdot D_{\text{н1}} = 0,6 \cdot 1,198 = 0,719 \text{ м.}$$

Длина лопатки первой ступени

$$l_1 = \frac{D_{н1} - D_{вт1}}{2} = \frac{1,198 - 0,719}{2} = 0,24 \text{ м.}$$

Для проточной части типа I наружный диаметр последней ступени

$$D_{нпосл} = D_{н1} = 1,198 \text{ м.}$$

Принимаем политропный к.п.д. ЛА  $\eta_{пол\text{ л а}} = \eta_{ад\text{ л а}} = 0,943$  и находим плотность воздуха за последней ступенью

$$\rho_{ЛА}^* = \rho_1 \left( \frac{p_{ЛА}^*}{p_1} \right)^{\frac{1 - \frac{k-1}{k}}{k}};$$

$$\rho_1^* = \frac{p_1^*}{RT_1^*} = \frac{97000}{287,1 \cdot 293} = 1,15 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$\rho_{ЛА}^* = 1,15 \cdot 3,56^{0,697} \approx 2,75 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Диаметр втулки последней ступени

$$D_{вт\text{ посл}} = \sqrt{D_{н1}^2 - \frac{4\bar{m}}{\pi \rho_{ЛА}^* \Phi_{посл} u_p}} = \sqrt{1,198^2 - \frac{4 \cdot 75}{3,14 \cdot 2,75 \cdot 0,48 \cdot 188}} = 1,025 \text{ м.}$$

Длина лопатки последней ступени

$$l_{посл} = \frac{D_{н\text{ посл}} - D_{вт\text{ посл}}}{2} = \frac{1,198 - 1,025}{2} = 0,087 \text{ м.}$$

Корневая подрезка последней ступени

$$\Delta \bar{r}_{вт} = \frac{D_{вт\text{ посл}}}{D_p} - \bar{r}_{вт\text{ мод}} = \frac{1,025}{1,198} - 0,6 = 0,256.$$

Таким образом, величина подрезки превышает допускаемую  $\Delta \bar{r}_{вт} = 0,2$ . Поэтому целесообразно провести расчет других вариантов и добиться уменьшения величины подрезки.

Результаты проведенного выше расчета варианта ЛА представлены в таблице 4.1 под пунктом № 1.

Для примера рассмотрим один из способов уменьшения величины подрезки путем построения лопаточного аппарата с проточной частью типа II ( $D = \text{const}$ ) и двумя расчетными диаметрами (см. пункт № 11 таблицы 4.1)

Использована снова модельная ступень К-50-1. При выполнении этого расчета заимствованы данные, полученные при расчете варианта по пункту № 2 таблицы 4.1. Здесь расчетный диаметр  $D_p = D_{н1} = 1,198$  м, наружный диаметр последней ступени  $D_{нпосл} = 0,95$  м, расчетная окружная скорость  $u_p = u_{н1} = 188$  м/с, число ступеней  $i = 16$ , величина наружной подрезки  $\Delta \bar{r}_{н1} = 0,207$ .

Разбиваем лопаточный аппарат на две части. Для первой половины ЛА (восемь ступеней) принимаем  $D_{p1} = 1,198$  м,  $u_{p1} = 188$  м/с. Для второй половины ЛА  $D_{p2}$  выбираем несколько больше  $\frac{D_{н1} + D_{н\text{ посл}}}{2} = \frac{1,198 + 0,95}{2} = 1,074$  м, а именно  $D_{p2} = 1,1$  м.

Тогда  $u_{p2} = \frac{\pi D_{p2} n}{60} = 173 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ . Считаем, что оптимальный коэффициент расхода для всех ступеней одинаков и равен  $\phi^* = 0,48$ .

Согласно графикам рис. 2 при  $\phi^* = 0,48$  и  $u_{p1} = 188$  м/с имеем  $\eta_1 = 0,952$ ,  $\psi_1 = 0,49$ , при  $u_{p2} = 173$  м/с —  $\eta_2 = 0,952$ ,  $\psi_2 = 0,49$ . Тогда

$$\eta_{ср} = \frac{\eta_1 + \eta_2}{2} = 0,952, \quad \psi_{ср} = \frac{\psi_1 + \psi_2}{2} = 0,49,$$

$$u_{p\text{ ср}} = \frac{u_{p1} + u_{p2}}{2} = 180,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Для проточной части типа II принимаем  $k_\psi = 0,94$ . Средний напор ступени

$$H_{ср\text{ ст}}^* = k_\psi \psi_{ср} \frac{u_{p\text{ ср}}^2}{2} = 0,94 \cdot 0,49 \cdot \frac{180,5^2}{2} = 7503,2 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

$$\text{Число ступеней компрессора } i = \frac{H_{р\text{ ЛА}}^*}{H_{ср\text{ ст}}^*} = \frac{133100}{7503,2} = 17,7 \approx 18.$$

Таблица 4.1

расчетов лопаточного аппарата

$u_{p2}$	$D_{нЛА}$ (посл)	$\bar{D}_{нЛА}$	$D_{вТ}$ (посл)	$l_{посл}$	$\bar{r}_{вТ}$ (посл)	$i$	$\eta_{нЛА}^*$	$\bar{r}_{вТ}$	$\Delta \bar{r}_H$
м/с	м	—	м	м	—	—	—	—	—
—	1,198	1	1,025	0,087	0,856	16	0,943	0,256	—
—	0,950	0,793	0,719	0,116	0,6	16	0,943	—	-0,207
—	1,198	1	1,025	0,087	0,856	16	0,929	0,256	—
—	0,950	0,793	0,719	0,116	0,6	17	0,929	—	-0,207
—	1,174	1	1,004	0,085	0,855	13	0,922	0,255	—
—	0,931	0,793	0,704	0,114	0,6	13	0,922	—	-0,207
—	1,170	1	0,969	0,100	0,828	14	0,885	0,33	—
—	0,878	0,750	0,585	0,147	0,5	14	0,885	—	-0,25
—	0,963	0,804	0,719	0,123	0,6	16	0,940	—	-0,196
—	1,084	0,838	0,905	0,090	0,7	14	0,943	0,1	-0,162
173	0,967	0,879	0,719	0,124	0,654	18	0,943	0,054	-0,121
—	0,943	0,803	0,704	0,120	0,6	13	0,920	—	-0,197
—	1,066	0,841	0,887	0,090	0,7	11	0,921	0,1	-0,159
166	0,953	0,899	0,704	0,119	0,664	15	0,922	0,064	-0,100

№ п.п.	Тип ступени	Тип проточной части	$\bar{r}_{вТ1}$	$D_{н1} = D_{р1}$	$D_{вТ1}$	$l_1$	$u_{н1} = u_{р1}$	$D_{р2}$
—	—	—	—	м	м	м	м/с	м
1	К-50-1	I	0,6	1,198	0,719	0,240	188	—
2	К-50-1	II	0,6	1,198	0,719	0,240	188	—
3	К-50-5	I	0,6	1,198	0,719	0,240	188	—
4	К-50-5	II	0,6	1,198	0,719	0,240	188	—
5	К-70-17	I	0,6	1,174	0,704	0,235	184	—
6	К-70-17	II	0,6	1,174	0,704	0,235	184	—
7	К-100-2Л	I	0,5	1,170	0,585	0,293	184	—
8	К-100-2Л	II	0,5	1,170	0,585	0,293	184	—
9	К-50-1	II	0,6	1,198	0,719	0,240	188	—
10	К-50-1	II	0,7	1,293	0,905	0,194	203	—
11	К-50-1	II	0,6	1,198	0,719	0,240	188	1,1
12	К-70-17	II	0,6	1,174	0,704	0,235	184	—
13	К-70-17	II	0,7	1,267	0,887	0,190	199	—
14	К-70-17	II	0,6	1,174	0,704	0,235	184	1,06

Результаты вариантов

$$\text{Коэффициент } a = \frac{i\eta_{\text{ср}}}{i-1+\eta_{\text{ср}}} = \frac{18 \cdot 0,952}{18-1+0,952} \approx 0,955.$$

Адиабатный к.п.д. ЛА

$$\eta_{\text{ЛА}} = 0,952 \frac{3,56^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,955(3,56^{0,955 \cdot 1,4} - 1)} = 0,943.$$

Длина лопатки первой ступени

$$l_1 = \frac{1,198 - 0,719}{2} = 0,24 \text{ м.}$$

Плотность воздуха за последней ступенью

$$\rho_{\text{ЛА}}^* = 1,15 \cdot 3,56^{\frac{1-1,4-1}{1,4 \cdot 0,943}} \approx 2,75 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Наружный диаметр последней ступени

$$D_{\text{н ЛА}} = \sqrt{D_{\text{вг}}^2 + \frac{4\bar{m}}{\pi r_{\text{ЛА}} \phi_{\text{ЛА}} u_{\text{p2}}}} = \sqrt{0,719^2 + \frac{4 \cdot 75}{3,14 \cdot 2,75 \cdot 0,48 \cdot 173}} = 0,0967 \text{ м.}$$

Периферийная подрезка последней ступени

$$\Delta \bar{r}_{\text{п}} = \frac{D_{\text{н ЛА}} - D_{\text{p2}}}{D_{\text{p2}}} = \frac{0,967 - 1,1}{1,1} = -0,121.$$

Величина подрезки не слишком велика, поэтому можно увеличить расчетный диаметр второй половины лопаточного аппарата, что приведет к уменьшению числа ступеней.

Во второй половине лопаточного аппарата кроме периферийной подрезки будет иметь место втулочная подрезка

$$\Delta \bar{r}_{\text{вг}} = \frac{0,719}{1,1} - 0,6 = 0,054.$$

В пункте № 9 таблицы 4.1 приведены расчетные данные варианта ЛА, в котором коэффициент расхода последней ступени уменьшен до  $\phi^* = 0,45$ . Вследствие этого по сравнению с вариантом № 2 увеличился наружный диаметр и длина лопатки последней ступени и уменьшилась величина подрезки. Но при этом несколько снизился к.п.д. лопаточного аппарата.

Под пунктом № 10 указаны расчетные данные варианта ЛА, в котором увеличено втулочное отношение до  $\bar{r}_{\text{вг}} = 0,7$ . В этом случае по сравнению с вариантом № 2 увеличился наружный диаметр ЛА и расчетная окружная скорость, а длина лопаток и число ступеней уменьшились. Величина периферийной подрезки стала меньше, но появилась втулочная подрезка.

По результатам вариантных расчетов, представленных в таблице 4.1, в качестве оптимального выбран вариант лопаточного аппарата под номером 13, в котором наименьшее число ступеней, хотя к.п.д. меньше, чем у вариантов с модельной ступенью К-50-1.

#### 4.3. Первый поступенчатый расчет

Как было указано в подразделе 2.2, в связи с отклонением от аэродинамического и геометрического подобия напор и к.п.д. натурной ступени будет отличаться от напора и к.п.д. модельной ступени, что учитывается поправочными коэффициентами  $k_{\psi}$  и  $k_{\eta}$ .

Так как после вариантного расчета диаметры ступеней, кроме первой и последней, не известны, то поправочные коэффициенты  $k_{\psi}$  и  $k_{\eta}$  в первом поступенчатом расчете определяются по параметрам некоторой средней ступени.

Длина лопатки средней ступени

$$l_{\text{ср}} = \frac{l_1 + l_{\text{посл}}}{2} = \frac{0,19 + 0,09}{2} = 0,14 \text{ м.}$$

Величина подрезки лопаток средней ступени

$$\Delta \bar{r}_{\text{иср}} = \frac{\Delta \bar{r}_{\text{п1}} + \Delta \bar{r}_{\text{нЛА}}}{2} = \frac{0 - 0,159}{2} = -0,08,$$

$$\Delta \bar{r}_{\text{вг ср}} = \Delta \bar{r}_{\text{вг}} = 0,1 = \text{const}.$$

Принимаем (см.п.2.1)

$$b = 0,5I_{\text{ср}} = 0,5 \cdot 0,14 = 0,07 \text{ м}, \quad \bar{l}_{\text{ср}} = \frac{l_{\text{ср}}}{b} = 2;$$

$$\bar{S}_r = 0,007 = 0,7 \% ; \quad \bar{S}_{1z} = 0,5, \quad \bar{S}_{2z} = 0,15.$$

Коэффициенты, учитывающие взаимное влияние ступеней в компрессоре (см. таблицу 2.2)  $k_{\psi\text{м}} = 0,95$ ,  $k_{\eta\text{м}} = 0,975$ .

Коэффициенты, учитывающие различие относительных радиальных зазоров и удлинений лопаток в натурной и модельной ступенях (см. таблицу 2.3),

$$k_{\psi 3\bar{l}} = \frac{(1 - 0,045 \frac{\bar{S}_r}{\bar{l}} \sqrt{\Omega_{\text{т}}})_{\text{нат}}}{(1 - 0,045 \frac{\bar{S}_r}{\bar{l}} \sqrt{\Omega_{\text{т}}})_{\text{мод}}} = \frac{1 - 0,045 \frac{0,7}{2} \sqrt{0,7}}{0,987} \approx 1,0,$$

$$k_{\eta 3\bar{l}} = \frac{(1 - 0,024 \frac{\bar{S}_r}{1 - l/D_p} \sqrt{\Omega_{\text{т}}})_{\text{нат}}}{(1 - 0,024 \frac{\bar{S}_r}{1 - l/D_p} \sqrt{\Omega_{\text{т}}})_{\text{мод}}} = \frac{1 - 0,024 \frac{0,7}{1 - 0,14/1,267} \sqrt{0,7}}{0,985} = 0,999.$$

Отличие относительных осевых зазоров в натурной и модельной ступенях учитывается коэффициентами (см. таблицу 2.3 и рис. 8)

$$k_{\psi z} = \frac{(\frac{\psi}{\psi_{z=0}})_{\text{нат}}}{(\frac{\psi}{\psi_{z=0}})_{\text{мод}}} = \frac{0,972}{0,934} = 1,041,$$

$$k_{\eta z} = \frac{(\frac{\eta}{\eta_{z=0}})_{\text{нат}}}{(\frac{\eta}{\eta_{z=0}})_{\text{мод}}} = \frac{1,051}{1,04} = 1,011.$$

Коэффициенты, учитывающие наличие подрезки, находим по графикам рис. 9, 11:

$$k_{\psi \Delta \bar{r}_{\text{вг}}} = f(\Delta \bar{r}_{\text{вг}}; \varphi^*) = f(0,1; 0,5) = 1,025,$$

$$k_{\psi \Delta \bar{r}_{\text{н}}} = f(\Delta \bar{r}_{\text{н}}; \varphi^*) = f(-0,08; 0,5) = 0,97,$$

$$k_{\psi \Delta \bar{r}} = k_{\psi \Delta \bar{r}_{\text{вг}}} \cdot k_{\psi \Delta \bar{r}_{\text{н}}} = 1,025 \cdot 0,97 = 0,994,$$

$$k_{\eta \Delta \bar{r}_{\text{вг}}} = 0,995,$$

$$k_{\eta \Delta \bar{r}_{\text{н}}} = 0,995, \quad k_{\eta \Delta \bar{r}} = k_{\eta \Delta \bar{r}_{\text{вг}}} \cdot k_{\eta \Delta \bar{r}_{\text{н}}} = 0,995 \cdot 0,995 = 0,99.$$

Поправочные коэффициенты будут равны

$$k_{\psi} = k_{\psi\text{м}} \cdot k_{\psi 3\bar{l}} \cdot k_{\psi z} \cdot k_{\psi \Delta \bar{r}} = 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,041 \cdot 0,994 = 0,983,$$

$$k_{\eta} = k_{\eta\text{м}} \cdot k_{\eta 3\bar{l}} \cdot k_{\eta z} \cdot k_{\eta \Delta \bar{r}} = 0,975 \cdot 0,999 \cdot 1,011 \cdot 0,99 = 0,975.$$

Первый поступенчатый расчет представлен в таблице 4.2.

Отмечаем, что длина лопатки последней ступени значительно больше минимальной (35 мм), которую не рекомендуется принимать, и ее относительное удлинение  $\bar{l} = 1,36$ . При таком удлинении можно использовать лопатки с хордой одного размера для всех ступеней. Смену размера хорд рекомендуется проводить со ступени, где удлинение лопатки снизилось до  $\bar{l} = 1,1 \dots 1,5$ .

Полное давление за лопаточным аппаратом  $p_{\text{ла}}^* = 356$  кПа несколько больше полного давления за последней ступенью  $p_{\text{ла}}^* = 345,2$  кПа (примерно на 3 %), которое получено в предварительном расчете (см. п. 4.2). Такое отличие вполне допустимо.

После первого поступенчатого расчета определяем параметры лопаточного аппарата:

$$\begin{aligned} \text{отношение давлений } \Pi_{\text{ла}}^* &= \frac{p_{\text{ла}}^*}{p_1^*} = \frac{356}{97} = 3,67; \\ \text{адиабатный напор } H_{\text{ла}}^* &= \frac{k}{k-1} RT_1^* \left( \Pi_{\text{ла}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \end{aligned}$$

$$= \frac{1,4}{1,4-1} 287,1 \cdot 293 \left( 3,67^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 132455 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

## Таблица 4.2

[illegible][illegible]

адиабатное повышение температуры

$$\Delta T_{\text{ад ла}}^* = \frac{H_{\text{ла}}^*}{k} = \frac{132455}{1005} = 131,8 \text{ } ^\circ\text{K};$$

$$\frac{k}{k-1} R$$

полное повышение температуры

$$\Delta T_{\text{ла}}^* = T_{\text{ла}}^* - T_1^* = 440,4 - 293 = 147,4 \text{ } ^\circ\text{K};$$

адиабатный к.п.д.

$$\eta_{\text{ла}} = \frac{\Delta T_{\text{ад ла}}^*}{\Delta T_{\text{ла}}^*} = \frac{131,8}{147,4} = 0,894;$$

мощность, затрачиваемая на сжатие газа,

$$N_{\text{сж}} = \frac{\bar{m} H_{\text{ла}}^*}{\eta_{\text{ла}}} = \frac{75 \cdot 132455}{0,894} = 11,1 \cdot 10^6 \text{ Вт} \approx 11,1 \text{ МВт}.$$

Значения величин  $\Pi_{\text{ла}}^*$  и  $\eta_{\text{ла}}$  отличаются от их значений в предварительном и вариантном расчетах примерно на 3 %. При этом значение  $\eta_{\text{ла}}$  получается меньше, чем его значение в вариантном расчете, так как в первом поступенчатом расчете учитывается, хотя и приближенно, отклонение от аэродинамического и геометрического подобия натурных и модельных ступеней.

#### 4.4. Выполнение эскиза лопаточного аппарата.

В первом поступенчатом расчете определены диаметры ступеней. При этом  $D_{\text{вт}} = \text{const}$ , а наружный диаметр ступеней по-степенно и скачкообразно уменьшается от входа к выходу. Поэтому необходимо провести сглаживание наружного контура проточной части. Для чего на миллиметровке вычерчивается проекция лопаточного аппарата на меридиональную плоскость (на плоскость, проходящую через продольную ось  $z$ ).

Процедура выполнения эскиза лопаточного аппарата изложена в подразделе 2.3. На рис. 16 находим значения  $a_z$  и  $b_z$  для ВНА, РК и ПНА на различных радиусах:

$$\bar{r}_{\text{вт}} = 0,7 = \text{const}, \quad \bar{r}_{\text{нл}} = \frac{D_{\text{нл}}}{D_{\text{р}}} = \frac{1,267}{1}, \quad \bar{r}_{\text{срл}} = \frac{\bar{r}_{\text{вт}} + \bar{r}_{\text{нл}}}{2}.$$

Полученные по кривым рис.16 значения  $a_z$  и  $b_z$  умножаем на

$$\text{отношение } \frac{b_{\text{нат}}}{b_{\text{мол}}} = \frac{70}{30} = 2,333.$$

Осевые зазоры между лопатками будут равны

$$S_{1z} = 0,5 \cdot b = 0,5 \cdot 70 = 35 \text{ мм}, \quad S_{2z} = 0,15 \cdot b = 0,15 \cdot 70 = 10,5 \text{ мм}.$$

В данном случае эскиз лопаточного аппарата удобно выполнять в масштабе 1:2. Исходные данные для эскиза лопаточного аппарата приведены в таблице 4.3. Здесь указаны размеры проекций рабочих колес на наружных и средних радиусах.

Проекция положения центра тяжести и хорды РК на радиусе втулки для всех ступеней одинаковы и равны  $a_{2z} = 10,2 \cdot 2,333 = 23,8 \text{ мм}$ ,  $b_{2z} = 25,8 \cdot 2,333 = 60,2 \text{ мм}$  или с учетом масштаба  $a_{2z} = 11,9 \text{ мм}$ ,  $b_{2z} = 30,1 \text{ мм}$ .

Значения  $a_{1z}$  и  $b_{1z}$  для ВНА согласно графикам рис. 16 не изменяются вдоль радиуса и равны  $a_{1z} = 12,35 \cdot 2,333 = 28,8 \text{ мм}$ ,  $b_{1z} = 30 \cdot 2,333 = 70 \text{ мм}$ , с учетом масштаба  $a_{1z} = 14,4 \text{ мм}$ ,  $b_{1z} = 35 \text{ мм}$ .

Как следует из рис. 16, значения  $a_{3z}$  и  $b_{3z}$  для ПНА изменяются по радиусу весьма незначительно и можно считать, что на всех радиусах  $a_{3z} = 11,4 \cdot 2,333 = 26,6 \text{ мм}$ ,  $b_{3z} = 29,3 \cdot 2,333 = 68,4 \text{ мм}$ , с учетом масштаба  $a_{3z} = 13,3 \text{ мм}$ ,  $b_{3z} = 34,2 \text{ мм}$ .

Сглаживание наружного контура ЛА проводилось двумя прямыми. При этом сохранилось положение точки входной кромки на наружном диаметре рабочего колеса первой и последней ступеней. Соединение прямых осуществлялось примерно в середине ЛА, а именно в точке входной кромки на наружном диаметре рабочего колеса шестой ступени. При таком сглаживании площадь срезанной части лопаток примерно равна площади надстроенной части лопаток.

За наружный радиус каждой ступени принимается радиус точки пересечения наружного контура ЛА и линии входной кромки рабочего колеса.

#### 4.5. Второй поступенчатый расчет

После первого поступенчатого расчета и выполнения эскиза ЛА стали известными окончательные геометрические параметры каждой ступени. Поэтому могут быть определены для каждой



Исходные данные для эскиза лопаточного аппарата

Величина	Ступени									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$r_H = \frac{D}{2}$ , мм	633,5	620,5	607	594,5	584	574,5	565,5	557,5	550,5	544
$r_{Br} = \frac{D}{2}$ , мм	443,5	443,5	443,5	443,5	443,5	443,5	443,5	443,5	443,5	443,5
$r_{cp}$ , мм	538,5	532	525,25	519	513,75	509	504,5	500,5	497	493,75
$r_H = \frac{r_H}{r_p}$	1	0,979	0,958	0,938	0,922	0,907	0,893	0,880	0,869	0,859
$r_{cp} = \frac{r_{cp}}{r_p}$	0,850	0,840	0,829	0,819	0,811	0,803	0,796	0,790	0,785	0,779
$r_{Br}$	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Модельные значения проекций положений центра тяжести и хорды										
$(a_{2z})_{r_H}^H$ , мм	6,5	6,8	7,1	7,4	7,5	7,7	7,9	8	8,1	8,3
$(a_{2z})_{r_{cp}}^H$ , мм	8,4	8,5	8,6	8,7	8,8	8,9	9	9,1	9,2	9,25
$(b_{2z})_{r_H}^H$ , мм	17	17,5	18,1	18,6	19	19,5	19,9	20,3	20,5	20,7
$(b_{2z})_{r_{cp}}^H$ , мм	17	17,5	18,1	18,6	19	19,5	19,9	20,3	20,5	20,7

$(b_{2z})_{r_{cp}}^H$ , мм	21,1	21,5	21,8	22,2	22,5	22,8	23	23,1	23,3	23,5	23,7
Натурные значения проекций положений центра тяжести и хорды											
$(a_{2z})_{r_H}^H$ , мм	15,2	15,9	16,6	17,3	17,5	18,0	18,4	18,7	18,9	19,4	19,6
$(a_{2z})_{r_{cp}}^H$ , мм	19,6	19,8	20,1	20,3	20,5	20,8	21,0	21,2	21,5	21,6	21,7
$(b_{2z})_{r_H}^H$ , мм	39,7	40,8	42,2	43,4	44,3	45,5	46,4	47,4	47,8	48,3	49,2
$(b_{2z})_{r_{cp}}^H$ , мм	49,2	50,2	50,9	51,8	52,5	53,2	53,7	53,9	54,4	54,8	55,3
Пересчет радиусов и проекций с учетом масштаба 1:2											
$r_H$ , мм	317	310	303,5	297	292	287	283	279	275	272	269
$r_{cp}$ , мм	269	266	262,5	259,5	257	254,5	252	250	248,5	247	245,5
$r_{Br}$ , мм	222	222	222	222	222	222	222	222	222	222	222
$(a_{2z})_{r_H}^H$ , мм	7,5	8	8,5	8,5	9	9	9	9,5	9,5	9,5	10
$(a_{2z})_{r_{cp}}^H$ , мм	10	10	10	10	10	10,5	10,5	10,5	10,5	11	11
$(b_{2z})_{r_H}^H$ , мм	20	20,5	21	21,5	22	23	23	23,5	24	24	24,5
$(b_{2z})_{r_{cp}}^H$ , мм	24,5	25	25,5	26	26	26,5	27	27	27	27,5	27,5

Поправки для определения расчетных значений коэффициента напора и к.п.д.

Таблица 4.4

Величина		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
		$D_p, \text{мм}$	$b, \text{мм}$	$\frac{D^p}{b}$	$l, \text{мм}$	$\frac{l}{b} = \frac{b}{l}$	$S_r, \text{мм}$	$\frac{S_r}{l}$	$1 - 0,045 \frac{S_r}{l} \sqrt{\Omega_T}$	$k_{\psi \bar{l}}$	$1 - 0,024 \frac{S_r}{l} \sqrt{\Omega_T} - \frac{D^p}{l} \sqrt{\Omega_T}$	
		1267	70	0,055	179	2,56	0,98	0,547	0,992	1,005	0,987	0,988
		1267	70	0,055	167	2,39	0,98	0,587	0,991	1,004	0,986	0,986
		1267	70	0,055	155	2,21	0,98	0,632	0,989	1,002	0,986	0,984
		1267	70	0,055	143	2,04	0,98	0,685	0,987	1	0,984	0,983
		1267	70	0,055	131	1,87	0,98	0,748	0,985	0,998	0,982	0,981
		1267	70	0,055	124	1,77	0,98	0,790	0,983	0,996	0,982	0,980
		1267	70	0,055	116	1,66	0,98	0,845	0,981	0,994	0,981	0,979
		1267	70	0,055	109	1,56	0,98	0,899	0,978	0,991	0,980	0,978
		1267	70	0,055	103	1,47	0,98	0,951	0,976	0,989	0,979	0,978
		1267	70	0,055	95	1,36	0,98	1,032	0,971	0,984	0,978	0,978
		Ступени										

$k_{\eta \bar{l}}$	1,003	1,002	1,001	1,001	0,999	0,998	0,997	0,996	0,995	0,994	0,993
$k_{\psi z}$	1,041	1,041	1,041	1,041	1,041	1,041	1,041	1,041	1,041	1,041	1,041
$k_{\eta z}$	1,011	1,011	1,011	1,011	1,011	1,011	1,011	1,011	1,011	1,011	1,011
$k_{\psi M}$	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
$k_{\eta M}$	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975
$D_{H, \text{мм}}$	1267	1244	1220	1196	1172	1149	1134	1118	1104	1092	1076
$\frac{D_p}{D_H}$	1	0,982	0,963	0,944	0,925	0,907	0,895	0,882	0,871	0,862	0,849
$\Delta \bar{r}_H = \frac{D_H}{D_p} - 1$	0	0,018	0,037	0,056	0,075	0,093	0,105	0,118	0,129	0,138	0,151
$D_{BT, \text{мм}}$	887	887	887	887	887	887	887	887	887	887	887
$\frac{D_H}{D_{BT}}$	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
$\bar{r}_{BT}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$k_{\eta \Delta \bar{r}_H}$	1	0,999	0,998	0,996	0,995	0,994	0,993	0,992	0,991	0,990	0,989
$k_{\eta \Delta \bar{r}_H}$	0,995	0,995	0,995	0,995	0,995	0,995	0,995	0,995	0,995	0,995	0,995
$k_{\eta \Delta \bar{r}_H}$	0,995	0,994	0,993	0,991	0,990	0,989	0,988	0,987	0,986	0,985	0,984
$k_{\eta}$	0,984	0,982	0,980	0,978	0,975	0,973	0,971	0,969	0,967	0,965	0,963
$k'_{\psi} = k_{\psi \bar{l}} \cdot k_{\psi z} \cdot k_{\psi M}$	0,9949	0,9939	0,9929	0,9909	0,989	0,987	0,985	0,983	0,98	0,978	0,973

Второй поступенчатый расчет лопаточного аппарата К-70-17

Величина	Степени											За ЛА
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
$p^*, \text{кПа}$	97	112,5	129,6	148,5	169,0	191,0	214,7	240,2	267,6	296,8	328,3	361,1
$T^*, \text{К}$	293	306,8	320,65	334,56	348,40	362,05	375,56	389,13	402,68	416,14	429,67	442,91
$p^*, \frac{\text{МПа}}{\text{кг}}$	1,153	1,277	1,408	1,546	1,690	1,838	1,991	2,150	2,315	2,484	2,661	
$F, \text{м}^2$	0,6425	0,5972	0,5508	0,5053	0,4606	0,4187	0,3919	0,3636	0,3392	0,3185	0,2912	
$c_z^* = \frac{p}{m}, \frac{\text{с}}{\text{м}}$	101	98,3	96,7	96,0	96,3	97,5	96,1	95,9	95,5	94,8	96,8	
$\phi^* = \frac{c_z}{n}$	0,508	0,484	0,486	0,482	0,484	0,490	0,483	0,482	0,480	0,476	0,486	
$n_{\text{д}}^* = n_{\text{д}} \sqrt{\frac{T_c^*}{T_c}}, \frac{\text{с}}{\text{м}}$	201	196	191,8	187,8	184	180,5	177,3	174,1	171,2	168,4	165,7	
$\psi$	0,63	0,635	0,64	0,642	0,64	0,637	0,641	0,642	0,643	0,647	0,64	

$\eta$	0,933	0,932	0,931	0,930	0,931	0,932	0,931	0,93	0,93	0,929	0,931	
$k_{\psi}'$	0,9949	0,9939	0,9929	0,9909	0,9899	0,987	0,985	0,983	0,98	0,978	0,973	
$k_{\psi\Delta T_{\text{вн}}}$	1,025	1,027	1,03	1,031	1,03	1,029	1,03	1,031	1,032	1,036	1,03	
$k_{\psi\Delta T_{\text{вн}}}^*$	1	0,992	0,984	0,975	0,965	0,962	0,958	0,952	0,944	0,938	0,94	
$k_{\psi\Delta T}$	1,025	1,019	1,014	1,005	0,994	0,990	0,987	0,982	0,974	0,972	0,968	
$k_{\psi}$	1,020	1,013	1,007	0,996	0,983	0,977	0,972	0,965	0,955	0,951	0,942	
$k_{\eta}$	0,984	0,982	0,98	0,978	0,975	0,973	0,971	0,969	0,967	0,965	0,963	
$\psi_{\text{д}}$	0,643	0,643	0,644	0,639	0,629	0,622	0,623	0,620	0,614	0,615	0,603	
$\eta_{\text{д}}$	0,918	0,915	0,912	0,910	0,908	0,907	0,904	0,901	0,899	0,896	0,897	
$H^*, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$	12732	12732	12752	12653	12455	12316	12336	12276	12158	12177	11940	
$\Delta T_{\text{вн}}^*, \text{К}$	12,67	12,67	12,69	12,59	12,39	12,25	12,27	12,21	12,10	12,12	11,88	
$\Delta T^*, \text{К}$	13,8	13,85	13,91	13,84	13,65	13,51	13,57	13,55	13,46	13,53	13,24	
$\Pi^*$	1,160	1,152	1,146	1,138	1,130	1,124	1,119	1,114	1,109	1,106	1,100	

ступени поправки на отклонение от аэродинамического и геометрического подобия натурных и модельной ступеней. Расчет поправок представлен в таблице 4.4.

Однако поправка для коэффициента напора, учитывающая влияние подрезки лопатки, является функцией величины подрезки и коэффициента расхода. Эта поправка находится после определения коэффициента расхода ступеней.

Результаты второго поступенчатого расчета лопаточного аппарата приведены в таблице 4.5.

После второго поступенчатого расчета определяются окончательные параметры лопаточного аппарата:

$$\text{отношение давлений } P_{\text{ЛА}}^* = \frac{P_{\text{ЛА}}^*}{P_1} = \frac{361,1}{97} = 3,72 ;$$

адиабатный напор

$$H_{\text{ЛА}}^* = \frac{k}{k-1} R T_1^* (P_{\text{ЛА}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1) =$$

$$= 3,5 \cdot 287,1 \cdot 293(3,72^{0,286} - 1) = 134207 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} ;$$

адиабатное повышение температуры

$$\Delta T_{\text{ад. ЛА}}^* = \frac{H_{\text{ЛА}}^*}{k} = \frac{134207}{1005} = 133,54 \text{ } ^\circ\text{K} ;$$

полное повышение температуры

$$\Delta T_{\text{ЛА}}^* = T_{\text{ЛА}}^* - T_1^* = 442,91 - 293 = 149,91 \text{ } ^\circ\text{K} ;$$

$$\text{адиабатный к.п.д. } \eta_{\text{ЛА}} = \frac{\Delta T_{\text{ад. ЛА}}^*}{\Delta T_{\text{ЛА}}^*} = \frac{133,54}{149,91} = 0,891 ;$$

мощность, затраченная на сжатие газа,

$$N_{\text{сж}} = \frac{\bar{m} H_{\text{ЛА}}^*}{\eta_{\text{ЛА}}} = \frac{75 \cdot 134207}{0,891} \approx 11296885 \text{ Вт } \approx 11,3 \text{ МВт} .$$

#### 4.6. Определение статических давлений и статических температур в лопаточном аппарате

Расчет средних статических давлений и средних статических температур в зазорах между лопаточными венцами представлен в таблицах 4.6 и 4.7

Углы потока  $\alpha_{3z}$  и  $\alpha_{2z}$  находились по графикам рис. 20. Газодинамические функции  $\pi$  и  $\tau$  определялись по таблице 2.9 при известных значениях  $q(\lambda)$ . Расчет статических параметров с помощью газодинамических функций используется в методике ЦКТИ [[2]].

Статические давления и температуры могут быть определены с некоторыми допущениями без привлечения газодинамических функций по формулам для полных параметров. Такой расчет представлен в таблицах 4.8 и 4.9.

Результаты расчета статических параметров, представленные в таблицах 4.6 и 4.8, 4.7 и 4.9, практически совпадают.

Величина		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$p^*, \text{кПа}$		112,5	129,6	148,5	169	191	214,7	246,2	267,6	296,8	328,3	361,1
$T^*, \text{К}$		306,8	320,65	334,56	348,4	362,05	375,56	389,13	402,68	416,14	429,67	442,91
$D_{\text{н}}, \text{м}$		1,256	1,232	1,208	1,184	1,161	1,142	1,126	1,111	1,098	1,084	1,07
$D_{\text{рт}}, \text{м}$		0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887
$F = \frac{\pi(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{рт}}^2)}{4}, \text{м}^2$		0,6208	0,5739	0,5279	0,4828	0,4405	0,4062	0,3777	0,3513	0,3288	0,3048	0,2811
$D_{\text{ср}} = \frac{D_{\text{н}} + D_{\text{рт}}}{2}, \text{м}$		1,072	1,06	1,048	1,036	1,024	1,015	1,007	0,999	0,993	0,986	0,979
$D_{\text{п}}, \text{м}$		1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267
$\frac{D_{\text{ср}}}{D_{\text{п}}} = \frac{D_{\text{п}}}{D_{\text{ср}}}$		0,846	0,837	0,827	0,818	0,808	0,801	0,795	0,788	0,784	0,778	0,773
$\phi^*$		0,508	0,494	0,486	0,482	0,484	0,49	0,483	0,482	0,48	0,476	0,486
$d_{\text{гз}}, \text{тпаи}$		34,6	35,5	36,5	37,0	37,2	37,4	37,5	37,8	38,0	38,8	38,7
$\cos d_{\text{гз}}$		0,8231	0,8141	0,8039	0,7986	0,7965	0,7944	0,7934	0,7902	0,788	0,7793	0,7804
$q(\lambda) = 24,74 \times \frac{m\sqrt{T^*} \cdot 10^{-3}}{p^* F \cos \alpha_{\text{гз}}}$		0,5654	0,5487	0,5385	0,5315	0,5268	0,519	0,4961	0,5012	0,4922	0,4932	0,4930
$\pi$		0,9178	0,9231	0,9263	0,9283	0,9296	0,9318	0,9382	0,9368	0,9392	0,9393	0,9390
$\tau$		0,9758	0,9774	0,9783	0,979	0,9794	0,98	0,982	0,9815	0,9823	0,9822	0,9822
$p = p^* \cdot \pi, \text{кПа}$		103,3	119,6	137,6	156,9	177,6	200,1	231	250,7	278,8	308,3	339,1
$T = T^* \cdot \tau, \text{К}$		299,4	313,4	327,3	341,1	354,6	368	382,1	395,2	408,8	422	435

Расчет статических давлений и температур в сечениях за рабочими колесами

Таблица 4.7

Величина		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$p^*, \text{кПа}$		97	112,5	129,6	148,5	169,0	191,0	214,7	240,2	267,6	296,8	328,3
$T^*, \text{К}$		293	306,8	320,65	334,56	348,4	362,05	375,56	389,13	402,68	416,14	429,67
$D_{\text{н}}, \text{м}$		1,267	1,244	1,220	1,196	1,172	1,149	1,134	1,118	1,104	1,092	1,076
$D_{\text{рт}}, \text{м}$		0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887
$F = \frac{\pi(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{рт}}^2)}{4}, \text{м}^2$		0,6425	0,5972	0,5508	0,5053	0,4606	0,4187	0,3919	0,3636	0,3392	0,3185	0,2912
$D_{\text{ср}} = \frac{D_{\text{н}} + D_{\text{рт}}}{2}, \text{м}$		1,077	1,066	1,054	1,042	1,030	1,018	1,011	1,003	0,996	0,990	0,982
$D_{\text{п}}, \text{м}$		1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267
$\frac{D_{\text{ср}}}{D_{\text{п}}} = \frac{D_{\text{п}}}{D_{\text{ср}}}$		0,850	0,841	0,832	0,822	0,813	0,803	0,798	0,792	0,786	0,781	0,775
$d_{\text{гз}}, \text{тпаи}$		-2	-4	-4,5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5,1	-5,1
$\cos d_{\text{гз}}$		0,9994	0,9976	0,9969	0,9962	0,9962	0,9962	0,9962	0,9962	0,9962	0,9960	0,9960
$q(\lambda) = 24,74 \times \frac{m\sqrt{T^*} \cdot 10^{-3}}{p^* F \cos \alpha_{\text{гз}}}$		0,5099	0,4849	0,4669	0,4540	0,4466	0,4432	0,4290	0,4207	0,4118	0,4019	0,4039
$\pi$		0,9345	0,9411	0,9458	0,9489	0,9506	0,9514	0,9546	0,9565	0,9584	0,9604	0,9662
$\tau$		0,9808	0,9828	0,9842	0,9851	0,9856	0,9859	0,9868	0,9874	0,9880	0,9885	0,9902
$p = p^* \cdot \pi, \text{кПа}$		90,6	105,9	122,6	141,0	160,7	181,7	205,0	229,8	256,5	285,0	315,2
$T = T^* \cdot \tau, \text{К}$		287,4	301,5	315,6	329,6	343,4	356,9	370,6	384,2	397,8	411,4	424,7

Расчет статических давлений и температур в сечениях перед рабочими колесами

Таблица 4.6

Расчет статистических давлений и температур

Величина	Ступени				
	1	2	3	4	5
$p^*, \text{кПа}$	97	112,5	129,6	148,5	169
$T^*, ^\circ\text{K}$	293	306,8	320,65	334,56	348,4
$D_H, \text{м}$	1,267	1,244	1,22	1,196	1,172
$D_{\text{вг}}, \text{м}$	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887
$D_{\text{ср}}, \text{м}$	1,077	1,066	1,054	1,042	1,03
$D_b, \text{м}$	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267
$\bar{r}_{\text{ср}}$	0,85	0,841	0,832	0,822	0,813
$\alpha_{3z}, \text{град}$	-2	-4	-4,5	-5	-5
$\cos \alpha_{3z}$	0,9994	0,9976	0,9969	0,9962	0,9962
$c_z^*, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	101	98,3	96,7	96,0	96,3
$c_1^* = \frac{c_z^*}{\cos \alpha_{3z}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	101,1	98,5	97	96,4	96,7
$T = T^* - \frac{c_1^{*2}}{2c_p}, ^\circ\text{K}$	287,9	302	316	329,9	343,7
$p = p^* \left( \frac{T}{T^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \text{кПа}$	91,2	106,5	123,1	141,4	161,2
$\rho = \frac{p}{RT}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	1,103	1,228	1,357	1,493	1,634
$F, \text{М}^2$	0,6425	0,5972	0,5508	0,5053	0,4606
$c_z = \frac{\bar{m}}{\rho F}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	105,8	102,3	100,3	99,4	99,7
$c_1 = \frac{c_z}{\cos \alpha_{3z}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	105,9	102,5	100,6	99,8	100,1
$T = T^* - \frac{c_1^2}{2c_p}, ^\circ\text{K}$	287,4	301,3	315,6	329,6	343,4
$p = p^* \left( \frac{T}{T^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \text{кПа}$	90,7	105,6	122,6	140,9	160,7

в сечениях перед рабочими колесами

Ступени	7	8	9	10	11	За ЛА
	6	7	8	9	10	
191	214,7	240,2	267,6	296,8	328,3	361,1
362,05	375,56	389,13	402,68	416,14	429,67	442,91
1,149	1,134	1,118	1,104	1,092	1,076	1,076
0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887
1,018	1,011	1,003	0,996	0,99	0,982	0,982
1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267
0,803	0,798	0,792	0,768	0,781	0,775	0,775
-5	-5	-5	-5	-5	-5,1	-5,1
0,9962	0,9962	0,9962	0,9962	0,9962	0,996	0,996
97,5	96,1	95,9	95,5	94,8	96,8	90,7
97,9	96,5	96,3	95,9	95,2	97,2	91,1
357,3	370,9	384,5	398,1	411,6	425	438,8
182,4	205,5	230,3	257,1	285,6	316	349,5
1,778	1,93	2,086	2,249	2,417	2,59	2,774
0,4187	0,3919	0,3636	0,3392	0,3185	0,2912	0,2912
100,7	99,2	98,9	98,3	97,4	99,4	92,8
101,1	99,6	99,3	98,7	97,8	99,8	93,2
357	370,6	384,2	397,8	411,4	424,7	438,6
181,8	204,9	229,7	256,4	285,1	315,2	349

Расчет статических давлений и температур

Величина	Ступени			
	1	2	3	4
$p^*, \text{кПа}$	112,5	129,6	148,5	169
$T^*, \text{°K}$	306,8	320,65	334,56	348,4
$\rho^* = \frac{p}{RT^*}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	1,277	1,408	1,546	1,69
$D_{\text{н}}, \text{м}$	1,256	1,232	1,208	1,184
$D_{\text{вн}}, \text{м}$	0,887	0,887	0,887	0,887
$F, \text{м}^2$	0,6208	0,5739	0,5279	0,4828
$D_{\text{ср}}, \text{м}$	1,072	1,06	1,048	1,036
$D_{\text{р}}, \text{м}$	1,267	1,267	1,267	1,267
$\bar{r}_{\text{ср}}$	0,846	0,837	0,827	0,818
$\varphi^*$	0,508	0,494	0,486	0,482
$\alpha_{2z}, \text{град}$	34,6	35,5	36,5	37,0
$\cos \alpha_{2z}$	0,8231	0,8141	0,8039	0,7986
$c_z^* = \frac{\bar{m}}{\rho F}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	94,6	92,8	91,9	91,9
$c_2^* = \frac{c_z^*}{\cos \alpha_{2z}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	114,9	114	114,3	115,1
$T = T^* - \frac{c_2^{*2}}{2c_p}, \text{°K}$	300,2	314,2	328,1	341,8
$p = p^* \left( \frac{T}{T^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \text{кПа}$	104,3	120,7	138,7	158,1
$\rho = \frac{p}{RT^*}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	1,21	1,338	1,472	1,611
$c_z = \frac{\bar{m}}{\rho F}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	99,8	97,7	96,5	96,4
$c_2 = \frac{c_z}{\cos \alpha_{2z}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	121,2	120,0	120,0	120,7
$T = T^* - \frac{c_2^2}{2c_p}, \text{°K}$	299,5	313,5	327,4	341,2
$p = p^* \left( \frac{T}{T^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \text{кПа}$	103,4	119,8	137,7	157,1

Таблица 4.9

в сечениях за рабочими колесами

5	Ступени					
	6	7	8	9	10	11
191	214,7	246,2	267,6	296,8	328,3	361,1
362,05	375,56	389,13	402,68	416,14	429,67	442,91
1,838	1,991	2,204	2,315	2,484	2,661	2,84
1,161	1,142	1,126	1,111	1,098	1,084	1,07
0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887	0,887
0,4405	0,4062	0,3777	0,3513	0,3288	0,3048	0,2811
1,024	1,015	1,007	0,999	0,993	0,986	0,979
1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267	1,267
0,808	0,801	0,795	0,788	0,784	0,778	0,773
0,484	,049	0,483	0,482	0,48	0,476	0,486
37,2	37,4	37,5	37,8	38,0	38,8	38,7
0,7965	0,7944	0,7934	0,7902	0,788	0,7793	0,7804
92,6	92,7	90,1	92,2	91,8	92,5	93,9
116,3	116,7	113,	116,7	116,5	118,7	120,3
355,3	368,8	382,7	395,9	409,4	422,7	435,7
178,8	201,5	232,3	252,2	280,3	310,0	340,9
1,753	1,903	2,114	2,219	2,385	2,554	2,725
97,1	97,0	93,9	96,2	95,6	96,3	97,9
121,9	122,1	118,4	121,7	121,3	123,6	125,4
354,7	368,1	382,2	395,3	408,8	422,1	435,1
177,7	200,1	231,2	250,8	278,9	308,5	339,3

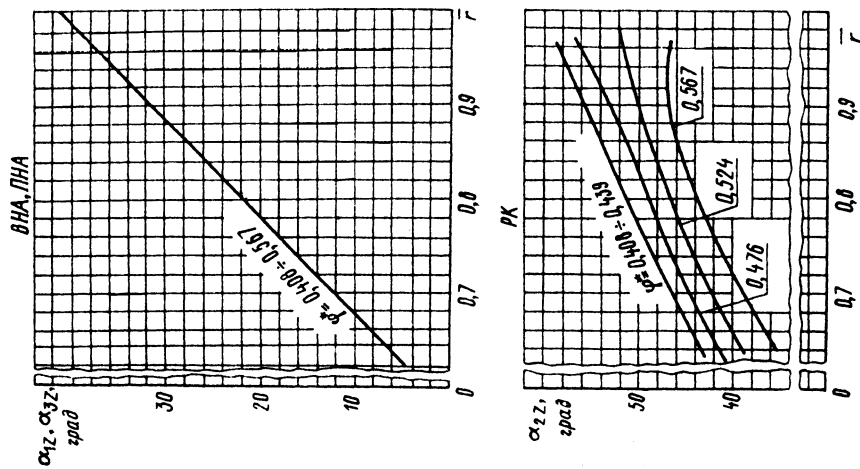


Рис. 19. Углы выхода абсолютной скорости потока по длине лопаток ВНА, ПНА и РК ступеней К-50-1 и К-50-5 при  $\varphi^* = 0,408 \pm 0,567$

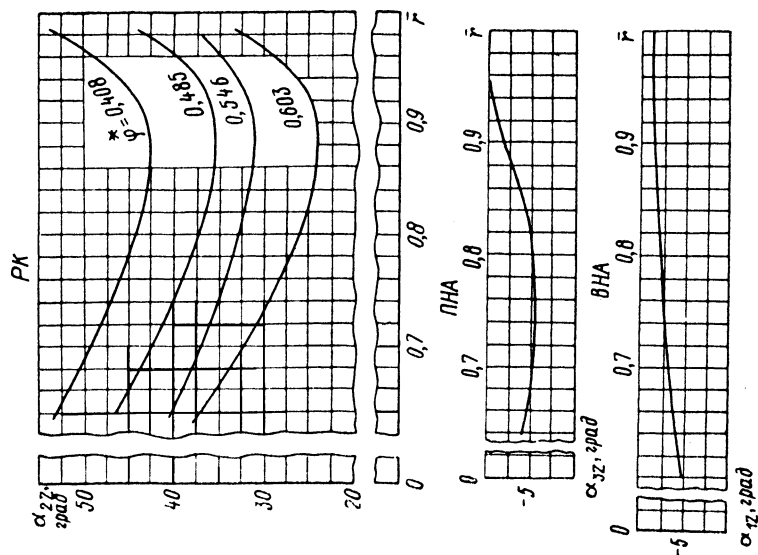


Рис. 20. Углы выхода абсолютной скорости потока по длине лопаток ВНА, ПНА и РК ступени К-70-17 при  $\varphi^* = 0,408 \pm 0,603$ ; ВНА и ПНА  $\varphi^* = 0,451 \pm 0,542$



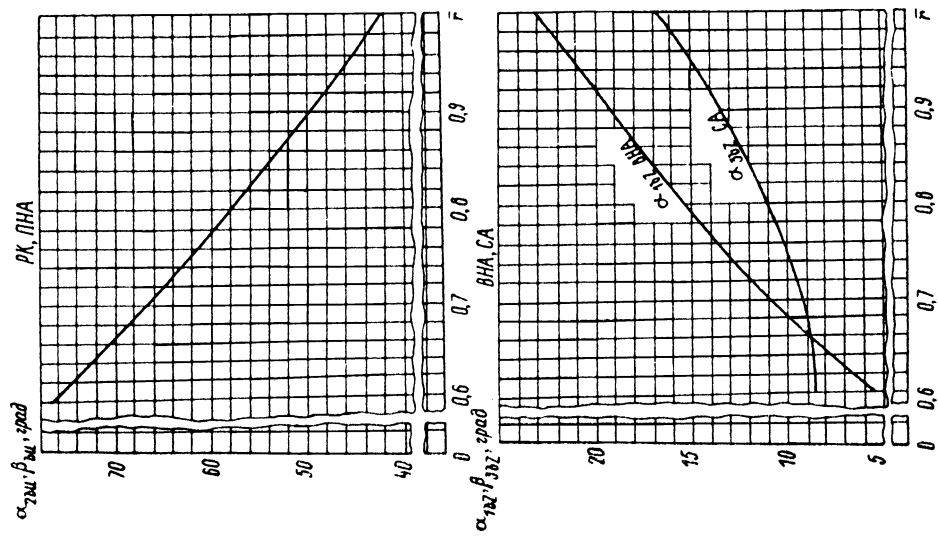


Рис. 22. Исходные углы установки профилей по длине лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-50-1

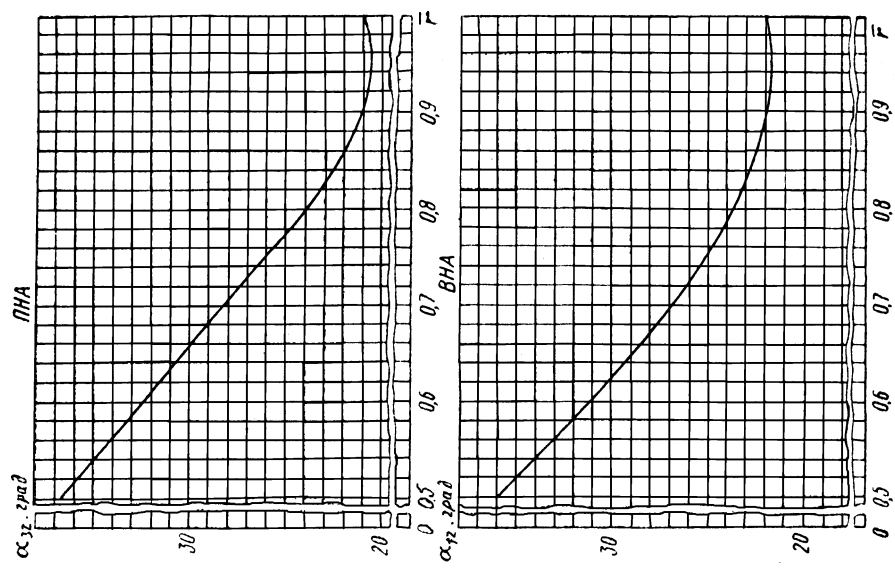


Рис. 21. Углы выхода абсолютной скорости потока по длине лопаток ВНА и ПНА ступени К-100-2л при  $\phi^* = 0,3 \div 0,55$

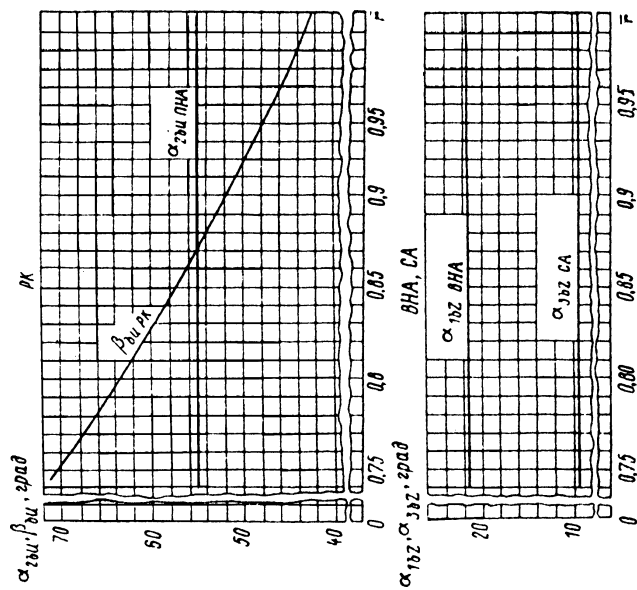


Рис. 23. Исходные углы установки профилей по длине лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-50-5

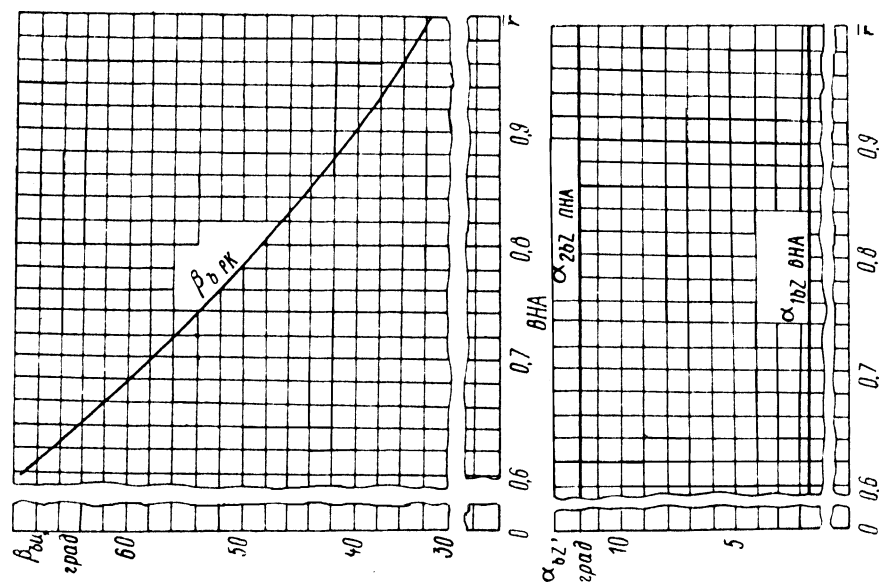


Рис. 24. Исходные углы установки профилей по длине лопаток ВНА, ПНА и РК ступени К-70-17

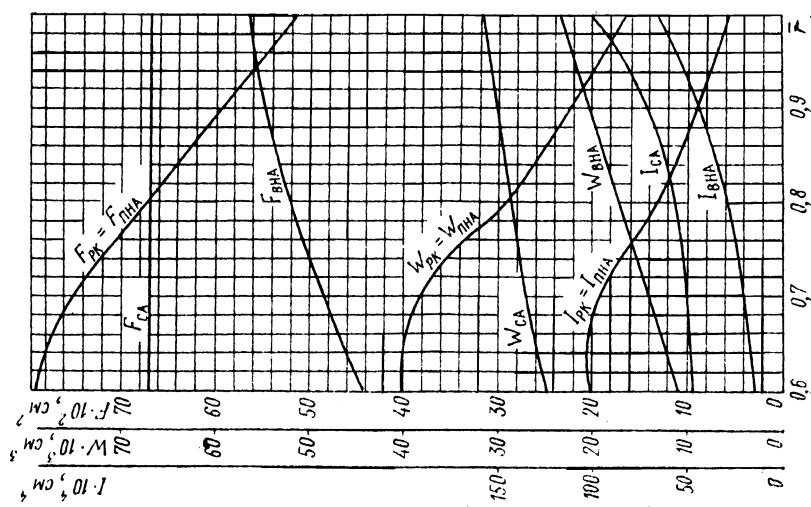


Рис. 26. Площади, моменты сопротивления и инерции профилей лопаток ВНА, ПНА, РК и СА ступени К-50-1 с постоянной хордой  $b = 30$  мм:  $F$  — площадь плоской фигуры, ограниченной профилем лопатки;  $I$  — минимальный осевой момент инерции фигуры относительно центральной оси, параллельной внешней хорде профиля;  $I'$  — минимальный момент сопротивления фигуры относительно центральной оси, параллельной внешней хорде профиля

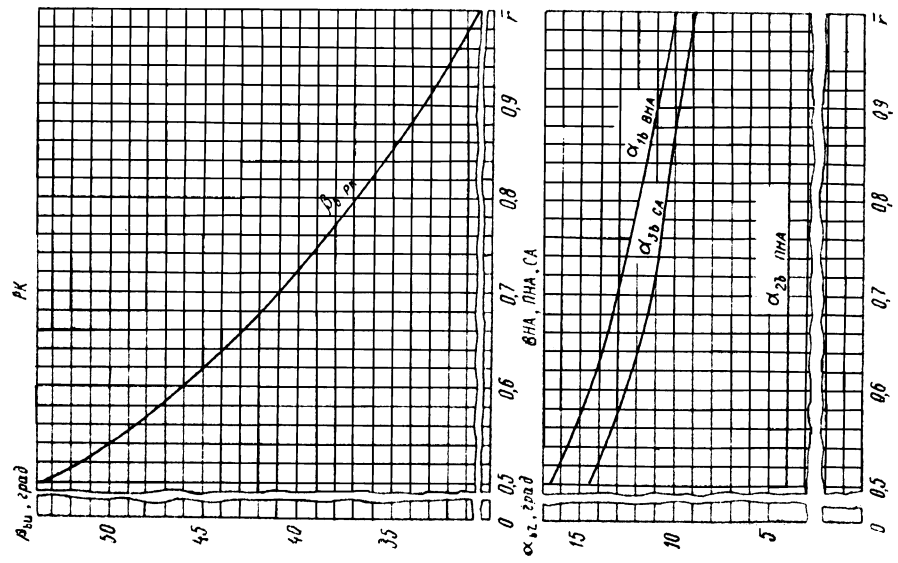


Рис. 25. Исходные углы установки профилей по длине лопаток ВНА, ПНА и РК и СА ступени К-100-2л

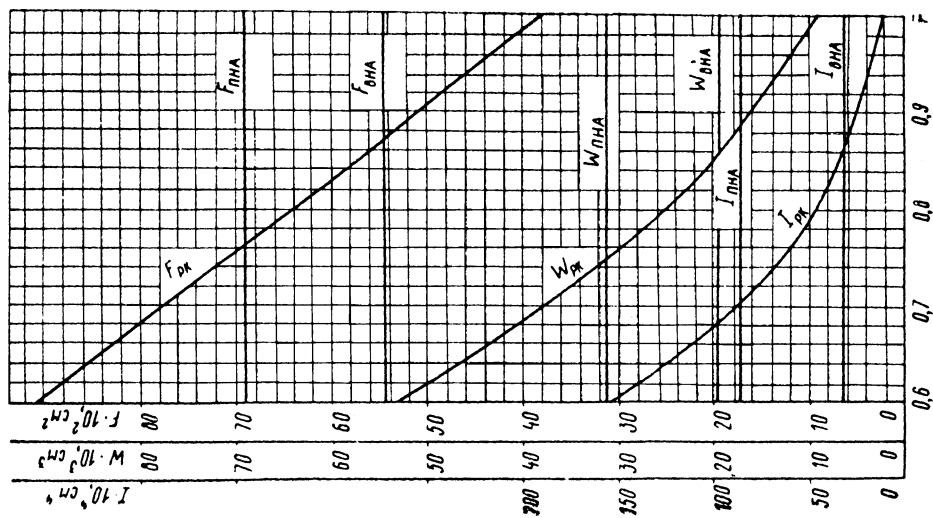


Рис. 28. Площади, моменты сопротивления и инерции профилей лопаток ВНА, ПНА и РК ступени К-70-17 с постоянной хордой  $b = 30$  мм: обозначения те же, что на рис. 26

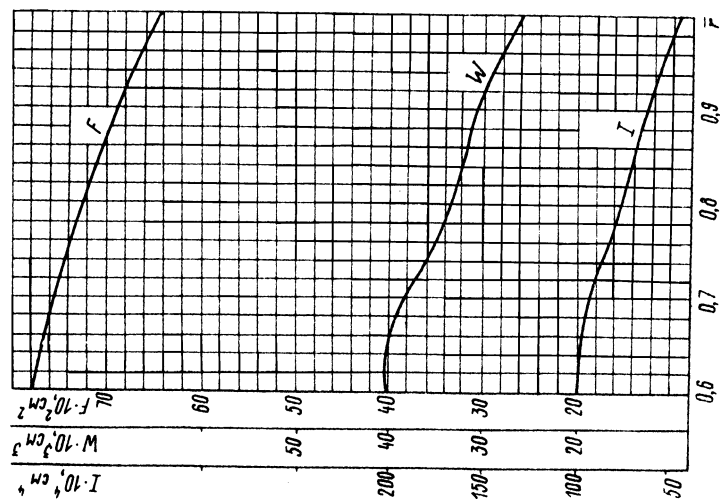
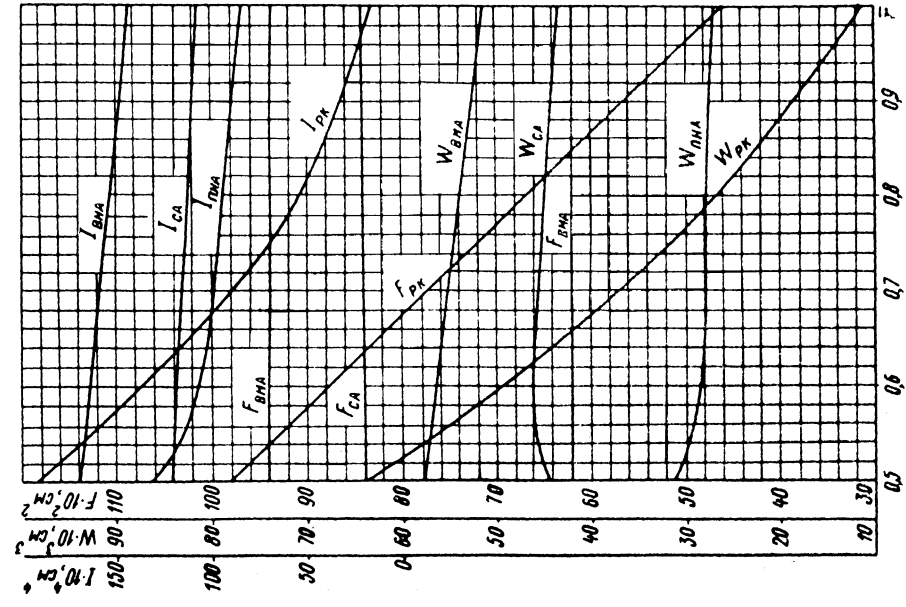
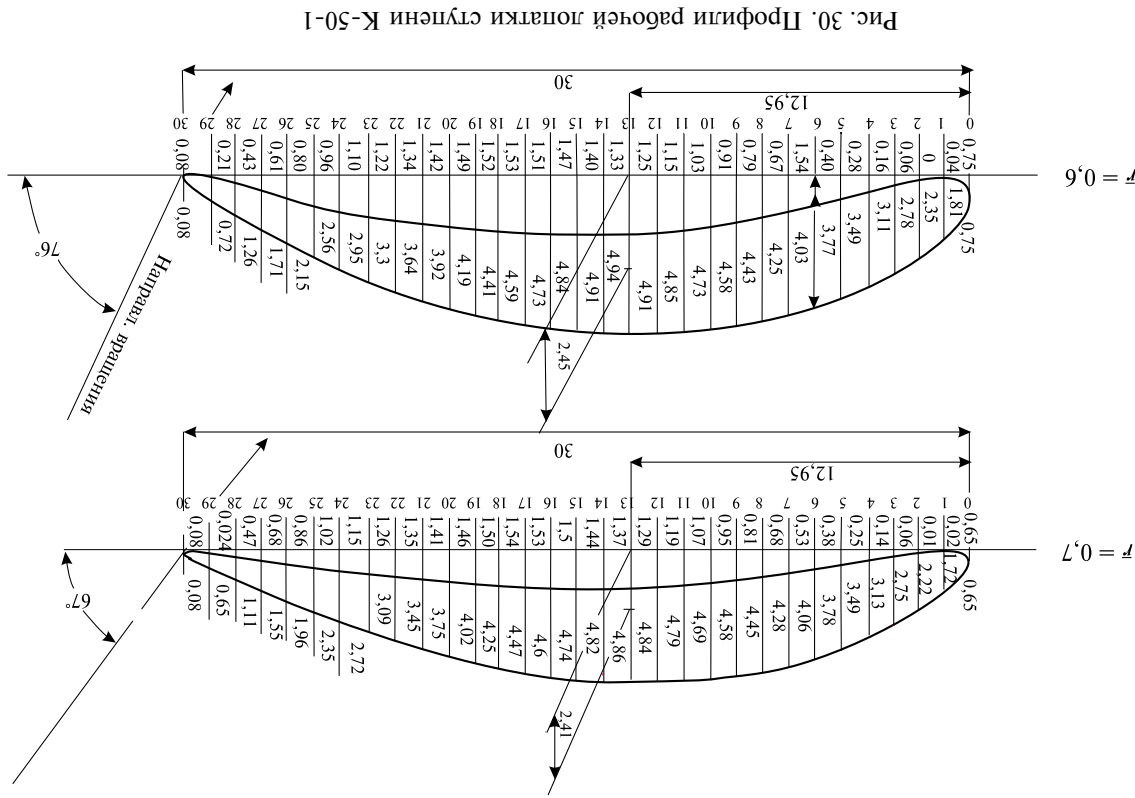


Рис. 27. Площади, моменты сопротивления и инерции профилей лопаток ПНА ступени К-50-5 с постоянной хордой  $b = 30$  мм: обозначения те же, что на рис. 26



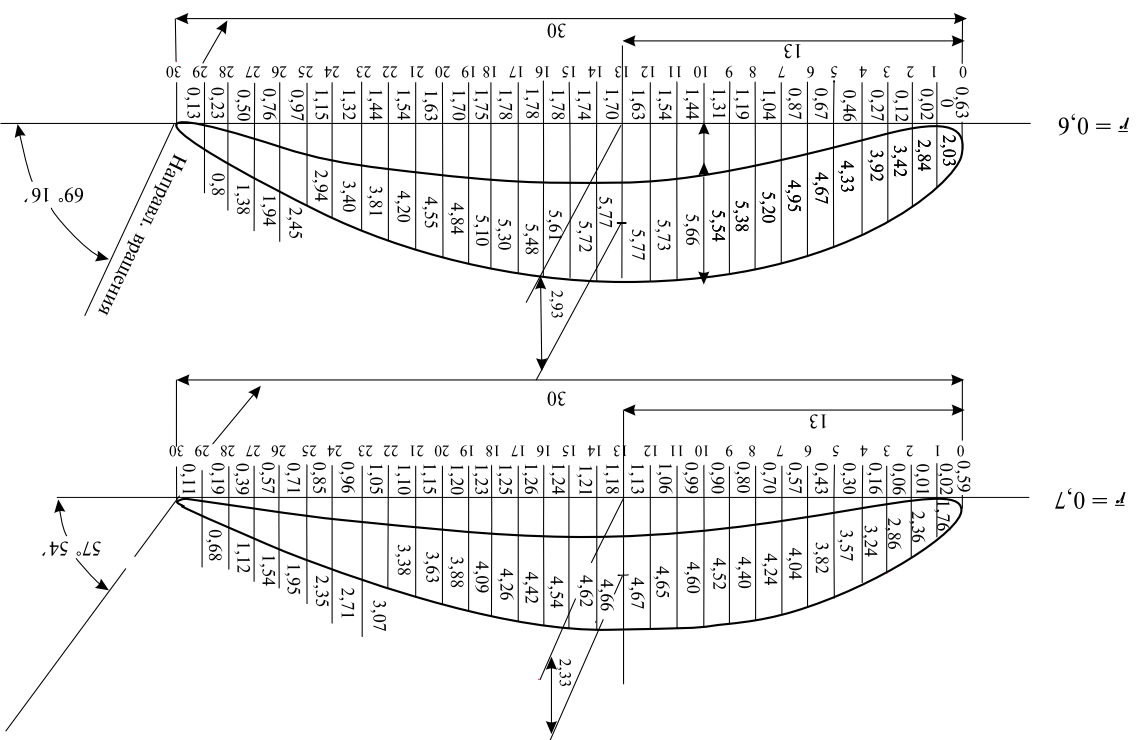


Рис. 31. Профили рабочей лопатки ступени К-50-1

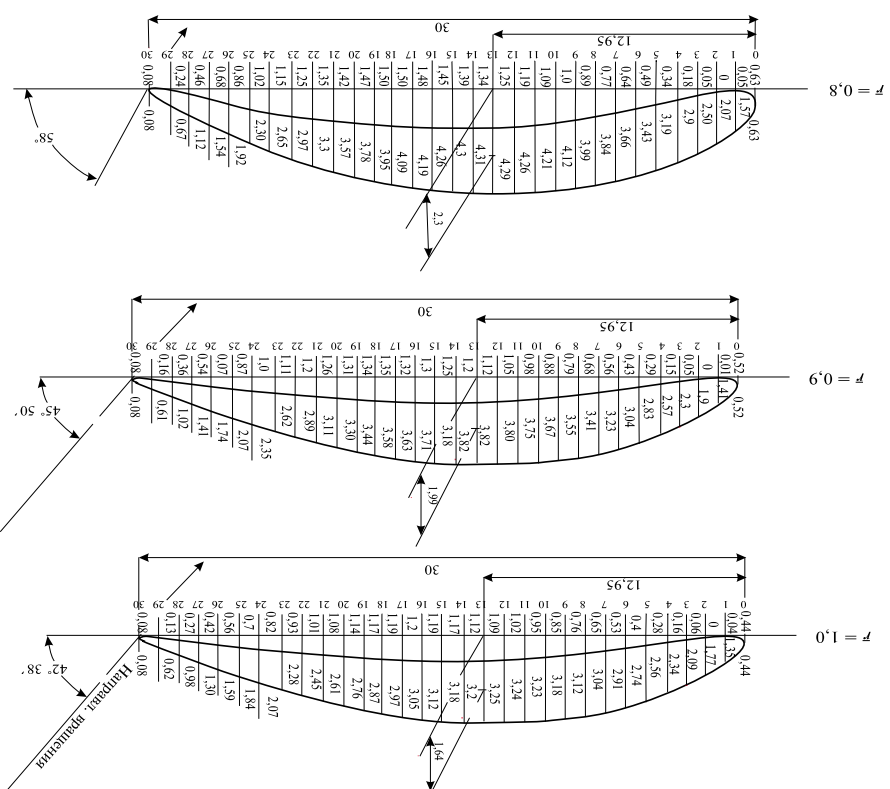
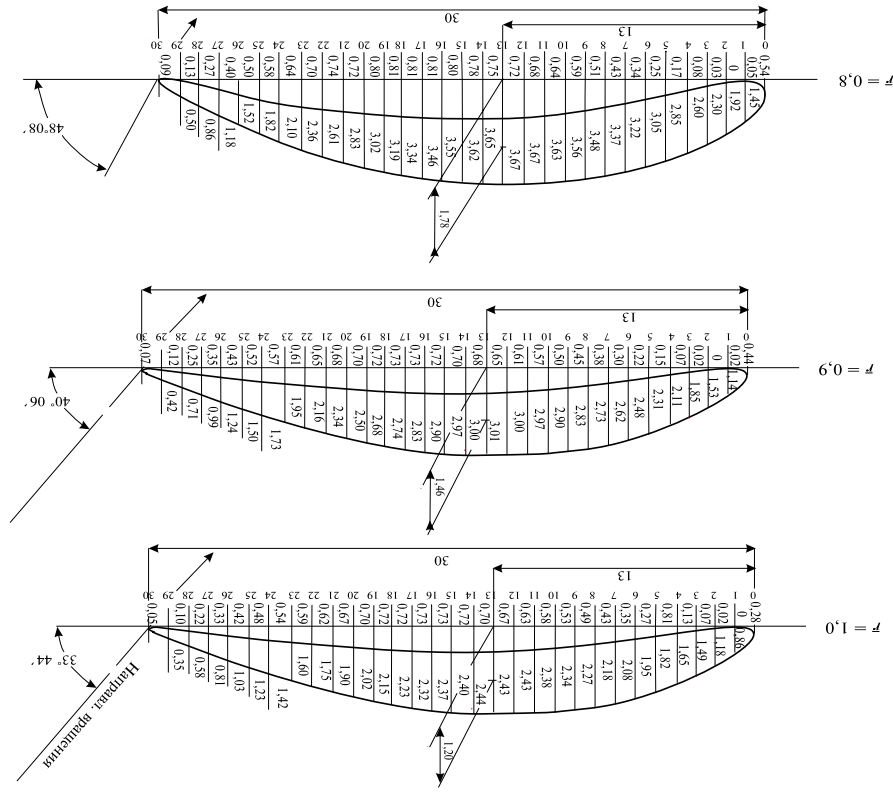


Рис. 32. Профили лопатки рабочего колеса ступени К-70-17



## ЛИТЕРАТУРА

1. Теория и расчет турбокомпрессоров: Учеб. пособие для студентов вузов машиностроительных специальностей. / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, С.А. Анисимов и др.; Под общ. ред. К.П. Селезнева. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1986. 392 с.
2. РТМ 24.020.17 –73. Методика аэродинамического расчета проточной части осевого компрессора для стационарных установок. 205 с.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Изд. 5-е, переработанное. Главная редакция физико-математической литературы издательства "Наука". М., 1978. 736 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	3
1. Последовательность вариантного расчета лопаточного аппарата осевого компрессора .....	5
2. Газодинамический расчет оптимального варианта лопаточного аппарата .....	20
3. Описание программы вариантного расчета лопаточного аппарата осевого компрессора на ЭВМ .....	59
4. Пример расчета лопаточного аппарата стационарного осевого компрессора .....	64
Литература .....	109

*Зуев Анатолий Васильевич  
Огнев Владимир Васильевич  
Семеновский Василий Борисович*

### ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ Методика аэродинамического расчета лопаточных аппаратов стационарных осевых компрессоров

Учебное пособие

Лицензия ЛР № 020593 от 07.08.97

Налоговая льгота — Общероссийский классификатор продукции  
ОК 005-93, т. 2; 95 3005 — учебная литература

Подписано в печать 21.07.03. Формат 60×84/16.  
Усл. печ. л. 7,0. Усл.-изд. л. 7,0. Тираж 100. Заказ .

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного  
автором, в типографии Издательства СПбПУ.  
195251, Санкт-Петербург, Политехническая, 29.

Отпечатано на ризографе RN-2000FP.  
Поставщик оборудования — фирма “Р-ПРИНТ”.  
Телефон: (812) 110-65-09.  
Факс: (812) 315-23-04.