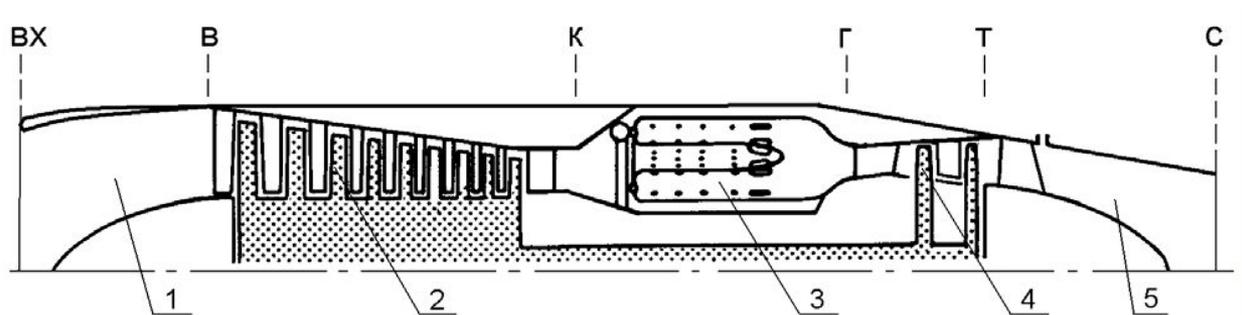


Газодинамический расчет ТРД



Порядок расчета ТРД

1. По заданной высоте полета ($H=0$) в таблице стандартной атмосферы (ГОСТ 4401-81, приложение 3) находится температура и давление наружного воздуха, а также скорость звука:

$$T_H = 288.15 \text{ К}, p_H = 101325 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}, a = 340.3 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

2. Определяется скорость полета: $V = M_H a = 0$.

Если скорость полета летательного аппарата задается на расчетном режиме, то определяется число Маха M_H .

3. Рассчитываются параметры заторможенного потока воздуха на входе в двигатель:

а) температура торможения из выражения для полной энергии потока в сечении

$$T_H^* = T_H \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_H^2\right) = 288.15 \text{ К};$$

б) полное давление из уравнения адиабатного процесса торможения

$$p_H^* = p_H \left(\frac{T_H^*}{T_H}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 1.01325 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2},$$

где $\kappa = 1.4$ - показатель адиабаты для сухого воздуха.

4. Рассчитываются параметры воздуха на входе в компрессор:

а) температура из уравнения сохранения энергии для воздухозаборника

$$T_{\text{в}}^* = T_{\text{н}}^* = 288.15 \text{ К};$$

б) давление $p_{\text{в}}^* = p_{\text{н}}^* \sigma_{\text{вх}} = 1.01325 \cdot 10^5 \cdot 0.985 = 0.998 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$,

где $\sigma_{\text{вх}}$ – коэффициент восстановления полного давления в воздухозаборнике двигателя определяется по стандартной зависимости на рис.1.2. Для стендовых условий можно $\sigma_{\text{вх}} = 0.98 \dots 0.99$, причем, чем больше тяга двигателя, тем большие значения $\sigma_{\text{вх}}$ рекомендуется принимать.

5. Производится распределение общей степени повышения давления по каскадам компрессора для двухвальной схемы двигателя (рис.1.3). Это делается в тех случаях, когда $\pi_{\text{к}\Sigma}^* \geq 10 \dots 12$. Объясняется это следующими причинами:

а) для нерегулируемых компрессоров при $\pi_{\text{к}\Sigma}^* \geq 6 \dots 8$ при изменении скорости и высоты полета и законе управления $n = \text{const}$ температура газа перед турбиной изменяется (увеличивается при возрастании скорости полета V и снижении приведенной частоты вращения ротора $n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{288}{T_{\text{н}}^*}}$ и уменьшается

с ростом высоты H) и поэтому появляется возможность "перегрева" лопаток турбины. Во избежание повреждений турбины двигателя необходимо предусмотреть дополнительные меры по предотвращению перегрева лопаток (путем дополнительного охлаждения и других мероприятий), а компрессор в

данном случае необходимо оборудовать средствами механизации для расширения области устойчивой работы (установить клапаны перепуска воздуха, входной направляющий аппарат с поворотными лопатками и др.), поскольку с увеличением $T_{Г}^*$ уменьшается запас устойчивости по помпажу;

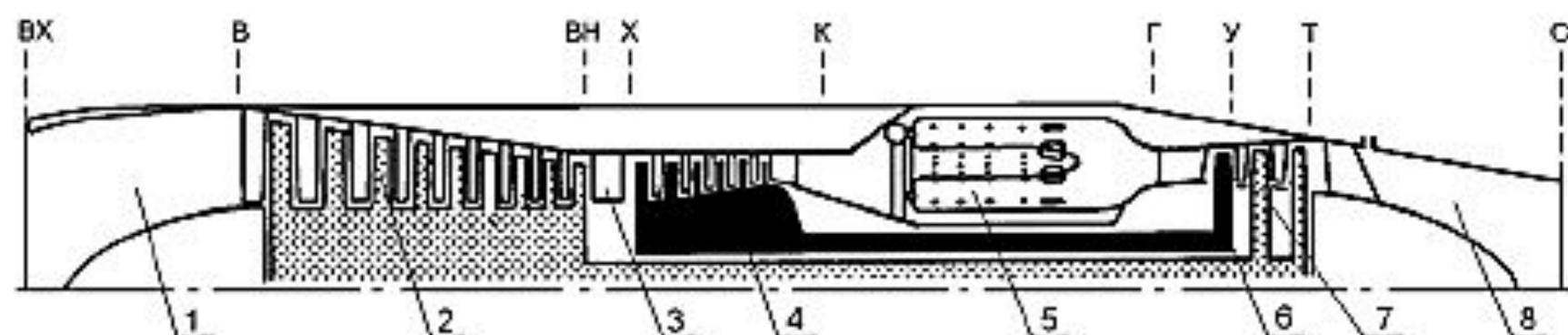


Рис. 1.3. Схема одноконтурного двухвального турбореактивного двигателя:
 1 – входное устройство; 2 – компрессор низкого давления;
 3 – разделительный (промежуточный) корпус; 4 – компрессор высокого давления; 5 – камера сгорания; 6 – турбина высокого давления; 7 – турбина низкого давления; 8 – выходное сопло;
 вх, в, вн, х, к, г, у, т, с – обозначения контрольных сечений проточной части двигателя

б) с ростом π_K^* в одновальном ГТД возрастает также мощность пускового устройства, поскольку приходится раскручивать ротор двигателя с большим моментом инерции;

в) при высоких значениях π_K^* в одновальном ГТД представляется затруднительным достигнуть на нерасчетных режимах высоких значений КПД компрессора (из-за сильного рассогласования в работе первых и последних ступеней);

г) с ростом π_K^* в одном каскаде более 6...8 увеличиваются значительно эксплуатационные расходы по техническому обслуживанию и ремонту компрессора.

Распределение общей степени повышения давления π_K^* по каскадам компрессора в двухвальном ГТД может быть выполнено различно. Для двигателей со сравнительно низкой температурой газа перед турбиной ($T_T^* \leq 1270K$) можно принять равными адиабатические работы сжатия по каскадам:

$$L_{ад\ кнд}^* = L_{ад\ квд}^* = \frac{L_{ад\ к}^*}{2} = \frac{1}{2} \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_B^* \left(\pi_{K\Sigma}^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

В этом случае степень повышения давления в компрессоре низкого и высокого давлений находятся по формуле:

$$\pi_{\text{кнд}}^* = \left(1 + \frac{L_{\text{ад кнд}}^*}{\frac{\kappa}{\kappa-1} R T_{\text{в}}^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}; \quad \pi_{\text{квд}}^* = \frac{\pi_{\text{к}\Sigma}^*}{\pi_{\text{кнд}}^*}.$$

При высоких значениях $T_{\text{Г}}^*$ (более 1270 К) рекомендуется принимать равными степени повышения давления воздуха по каскадам компрессора, то есть:

$$\pi_{\text{кнд}}^* = \pi_{\text{квд}}^* = \sqrt{\pi_{\text{к}\Sigma}^*}$$

В данном примере $\pi_{\text{кнд}}^* = \pi_{\text{квд}}^* = \sqrt{\pi_{\text{к}\Sigma}^*} = \sqrt{15} = 3.873$.

7. По найденному значению $\pi_{\text{кнд}}^*$ далее определяются удельная работа сжатия (на 1 кг воздуха) и параметры воздушного потока за компрессором низкого давления:

$$L_{\text{кнд}} = c_{\text{pв}} T_{\text{в}}^* \left(\frac{\pi_{\text{кнд}}^{*\kappa}}{\pi_{\text{кнд}}^*} - 1 \right) / \eta_{\text{кнд}}^* =$$

$$= 1004.5 \cdot 288.15 \cdot \left(3.873^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0.88} = 155366 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$T_X^* = T_B^* + \frac{L_{\text{кнд}}}{c_{\text{рв}}} = 288.15 + \frac{155366}{1004.5} = 442.82 \text{ К};$$

$$p_X^* = p_B^* \pi_{\text{кнд}}^* = 0.998 \cdot 10^5 \cdot 3.873 = 3.8652 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2},$$

где $c_{\text{рв}} = \frac{\kappa}{\kappa-1} R = \frac{1.4}{1.4-1} \cdot 287 = 1004.5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – средняя удельная теплоёмкость

воздуха при постоянном давлении; $R = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{28.966} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – газовая

постоянная для сухого воздуха; $\mu = 28.966 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$ – масса одного киломоля

воздуха; $\eta_{\text{кнд}}^*$ – адиабатический КПД компрессора низкого давления по пара-

метрам заторможенного потока ($\eta_{\text{кнд}}^* = \frac{L_{\text{ад кнд}}^*}{L_{\text{кнд}}^*}$). Его значение приближенно

(при отсутствии характеристики компрессора) рекомендуется находить по формуле:

$$\eta_{\text{кнд}}^* = \frac{\frac{\kappa-1}{\pi_{\text{кнд}}^* \kappa} - 1}{\frac{\kappa-1}{\pi_{\text{кнд}}^* \kappa} - 1} = \frac{3.873 \frac{1.4-1}{1.4} - 1}{3.873 \frac{1.4-1}{1.4 \cdot 0.9} - 1} = 0.88,$$

где $\eta_{ПК}^*$ – политропный КПД ступени осевого компрессора. Значение политропного КПД зависит от типа ступени и характеризуется следующими величинами:

дозвуковая ступень ($\pi_{СТ}^* = 1.15 \dots 1.3$; $\eta_{ПК}^* = 0.9 \dots 0.92$);

околозвуковая ступень ($\pi_{СТ}^* = 1.35 \dots 1.7$; $\eta_{ПК}^* = 0.89 \dots 0.91$);

сверхзвуковая ступень ($\pi_{СТ}^* \geq 1.7$; $\eta_{ПК}^* = 0.86 \dots 0.88$).

Если принять дозвуковые ступени в компрессоре низкого давления, то необходимо иметь в виду, что это приведёт к увеличению количества ступеней и, следовательно, к росту массы компрессора низкого давления.

8. Аналогичным образом рассчитываются параметры воздуха и работа сжатия за компрессором высокого давления:

$$L_{КВД} = c_{рв} T_x^* \left(\frac{\pi_{КВД}^* \frac{\kappa-1}{\kappa}}{\pi_{КВД}^*} - 1 \right) / \eta_{КВД}^* =$$

$$= 1004.5 \cdot 442.82 \cdot \left(3.873 \frac{1.4-1}{1.4} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0.87} = 241507 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$T_K^* = T_x^* + \frac{L_{КВД}}{c_{рв}} = 442.82 + \frac{241507}{1004.5} = 683.2 \text{ К};$$

$$p_k^* = p_x^* \eta_{квд}^* = 3.8652 \cdot 10^5 \cdot 3.873 = 14.9699 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Значение адиабатического КПД компрессора высокого давления $\eta_{квд}^*$ находится также как $\eta_{кнд}^*$.

9. Давление газа на входе в турбину высокого давления рассчитывается по заданной температуре T_{Γ}^* и в зависимости от типа камеры сгорания, в соответствии с которыми оценивается возможная величина коэффициента восстановления полного давления $\sigma_{кс} = 0.95 \dots 0.97$. Причем, чем выше T_{Γ}^* , тем меньше значения $\sigma_{кс}$ рекомендуется принимать. Так же следует поступать при применении противоточных, индивидуальных и трубчато-кольцевых камер сгорания, в которых из-за дополнительных поворотов потока возможно возрастание потерь. Ориентируясь на камеру сгорания двигателя РД-3М-500, принимаем $\sigma_{кс} = 0.955$. Соответственно:

$$p_{\Gamma}^* = p_k^* \sigma_{кс} = 14.9699 \cdot 10^5 \cdot 0.955 = 14.2963 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

10. Переходим к определению основных параметров камеры сгорания:

а) количество теплоты, сообщаемое воздуху, находится по формуле:

$$q_{кс} = c_n (T_{\Gamma}^* - T_{к}^*) = 1.2423 \cdot (1370 - 683.2) = 853.22 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

где c_n – средняя условная теплоемкость процесса теплоподвода, обычно находится по графику на рис. 11. 17 в работе [3], или по формуле В.Т. Шулекина:

$$c_n = 0.9 + 10^{-4} (2T_{\Gamma}^* + T_{\kappa}^*) = 0.9 + 10^{-4} \cdot (2 \cdot 1370 + 683.2) = 1.2423 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

б) отношение расходов топлива и воздуха в камере сгорания определяется из уравнения баланса энергий для камеры сгорания:

$$G_{\Gamma} H_{\Gamma} \eta_{\Gamma} = G_{\text{в кс}} q_{\text{кс}}; \quad \xi_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{G_{\text{в кс}}} = \frac{q_{\text{кс}}}{H_{\Gamma} \eta_{\Gamma}} = \frac{853.22}{43100 \cdot 0.985} = 0.0201,$$

где H_{Γ} – низшая (рабочая) теплотворная способность авиационного топлива

(для керосина марки ТС-1 $H_{\Gamma} = 43100 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, плотность $850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; для

природного газа (состоящего из 94.9 % метана, 3.8 % пропана, 0.4 %

углекислого газа и 0.9 % азота: $H_{\Gamma} = 50000 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, плотность сжиженного газа

$450 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; для жидкого водорода $H_{\Gamma} = 120500 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, плотность $70.8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

(приложение 4);

Приложение 4

Основные показатели топлив для газотурбинных двигателей
гражданской авиации
а) топлива Российской Федерации

Свойства	T-1	ТС-1	РТ	ТС-6
Плотность, кг/м ³	Не менее 800	Не менее 775	Не менее 775	Не менее 840
Удельная теплота сгорания, кДж/кг	42900	43100	43100	43100
Температура начала кипения, оС	150	150	135	195
Температура конца кипения, оС	280	250	280	315
Температура вспышки, оС	Не ниже 30	Не ниже 28	Не ниже 28	-
Температура начала кристаллизации, оС	- 60	- 60	- 60	- 60
Теоретически необходимая масса воздуха, кг/кг. топли	14.9	14.9	14.9	14.9

б) топлива США

Свойства	Jp-4	Jp-5	Jp-6
Плотность, кг/м ³	750...800	790...850	780...840
Удельная теплота сгорания, кДж/кг	42937	42701	42937
Температура начала кипения, оС	Не нормируется	Не нормируется	121
Температура конца кипения, оС	Не нормируется	287	-
Температура вспышки, оС	-	Не ниже 60	-
Температура начала кристаллизации, оС	- 60	- 48	- 54
Теоретически необходимая масса воздуха, кг/кг. топли	14.94	14.94	14.94

Продолжение приложения 4
в) альтернативные топлива

Свойства	Жидкий водород	АСКТ
Плотность, кг/м ³	70.8	585...595
Удельная теплота сгорания, кДж/кг	121000	45144
Температура начала кипения, оС	- 253	Не ниже -10
Температура конца кипения, оС	- 253	- 10
Температура вспышки, оС	550...600	480...580
Температура начала кристаллизации, оС	- 262	-
Теоретически необходимая масса воздуха, кг/кг. топл	34.2	15.4

η_{Γ} – коэффициент выделения тепла (называемый также КПД камеры сгорания), может быть равным $\eta_{\Gamma}=0.98\dots0.995$. Причем, чем выше T_{Γ}^* (больше область горения в жаровых трубах), тем большие значения η_{Γ} рекомендуется принимать;

в) коэффициент избытка воздуха на выходе из камеры сгорания находится по формуле:

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{1}{l_o g_{\Gamma}} = \frac{1}{14.94 \cdot 0.0201} = 3.33,$$

где l_o – масса воздуха, необходимая для полного окисления одного килограмма топлива, рассчитывается по формуле:

$$l_o = \frac{\frac{8}{3}C_{\Gamma} + 8H_{\Gamma}}{0.232} = \frac{\frac{8}{3} \cdot 0.85 + 8 \cdot 0.15}{0.232} = 14.94,$$

где C_{Γ} – доля углерода в топливе; H_{Γ} – доля водорода в топливе; 0.232 – массовая доля кислорода в сухом воздухе. Значения l_o , а также и другие показатели авиационных топлив приведены в приложении П.4.

Если полученное значение α_{Σ} оказывается более 5...7 или менее 1...2, то рабочий процесс в камере сгорания практически неосуществим ("срыв" пламени «бедной» или «богатой» смеси). То есть необходимо либо увеличить π_k^* , либо T_{Γ}^* .

г) газовая постоянная продуктов сгорания

$$R_T = R \frac{1+1.0862g_T}{1+g_T} = 287 \cdot \frac{1+1.0862 \cdot 0.0201}{1+0.0201} = 287.5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

11. Из уравнения баланса мощностей для турбокомпрессора

$$N_{\text{ТВД}} = N_{\text{квд}} + N_{\text{агр}} + N_{\text{тр}} \text{ или } N_{\text{ТВД}} \eta_{\text{мех}} = N_{\text{квд}} \text{ или } L_{\text{ТВД}} G_T \eta_{\text{мех}} = L_{\text{квд}} G_e$$

$$\text{или } L_{\text{ТВД}} (1 + g_T) (1 - g_{\text{охл}} - g_{\text{отб}}) \eta_{\text{мех}} = L_{\text{квд}}$$

находится удельная работа расширения газа в турбине высокого давления:

$$L_{\text{ТВД}} = \frac{L_{\text{квд}}}{(1+g_T)(1-g_{\text{охл}}-g_{\text{отб}})\eta_{\text{мех}}} =$$
$$= \frac{241507}{(1+0.0201)(1-0.04-0.015)0.995} = 251787 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

где $N_{\text{ТВД}}$ – мощность, развиваемая турбиной высокого давления;
 $N_{\text{агр}}$ – мощность потребная для привода вспомогательных агрегатов двигателя (топливных и масляных насосов, электрогенератора и других устройств);
 $N_{\text{тр}}$ – мощность, необходимая для преодоления трения в опорах ротора турбокомпрессора;

$g_{отб} = \frac{G_{отб}}{G_8}$ - относительный расход воздуха, отбираемый от компрессора

высокого давления на нужды воздушного судна (кондиционирование воздуха в кабине экипажа и салонах, вентиляция приборных отсеков, обогрев воздухозаборников и др.). Величина $g_{отб}$ в первом приближении принимается равной $g_{отб} = 0.01 \dots 0.02$, а в заключительной части расчета осуществляется проверка его принятого значения.

$g_{охл} = \frac{G_{охл}}{G_8}$ - относительный расход воздуха, идущий на охлаждение турбины.

Величина $g_{охл}$ может быть определена для принятой системы охлаждения (конвективная, конвективно-пленочная, заградительная) лишь после расчета теплового состояния основных деталей турбины (лопаток, дисков, корпусов) и их прочностного расчета. Можно условно принять, что до $T_{Г}^* = 1250 \dots 1270$ К турбина неохлаждаемая (первый сопловой аппарат имеет конвективную систему охлаждения, а рабочие и сопловые лопатки всех последующих ступеней выполнены без системы охлаждения), а при $T_{Г}^* > 1270$ К турбина

охлаждаемая (рабочие лопатки также, как и сопловые имеют систему охлаждения). В зависимости от принятой системы охлаждения и T_{Γ}^* по графику на рис.1.4 из работы [11] оценивается величина $g_{\text{охл}}$. При конвективно-пленочном охлаждении потребная величина $g_{\text{охл}}$ может быть определена по формуле, предложенной Н.Д. Тихоновым:

$$g_{\text{охл}} = 0.01 + 0.09\left(\frac{T_{\Gamma}^*}{1000} - 1\right) + 0.2\left(\frac{T_{\Gamma}^*}{1000} - 1\right)^2 + 0.16\left(\frac{T_{\Gamma}^*}{1000} - 1\right)^3$$

$\eta_{\text{мех}}$ – коэффициент, учитывающий затраты мощности на привод вспомогательных агрегатов (топливных и масляных насосов, электрогенератора и других устройств) и на преодоление трения в подшипниках опор ротора турбокомпрессора. Рекомендуется в первом приближении принимать $\eta_{\text{мех}} = 0.995 \dots 0.998$, причем большие значения $\eta_{\text{мех}}$ соответствуют более мощным двигателям.

12. Из выражения для работы расширения газа определяется степень понижения (степень расширения) давления в турбине высокого давления:

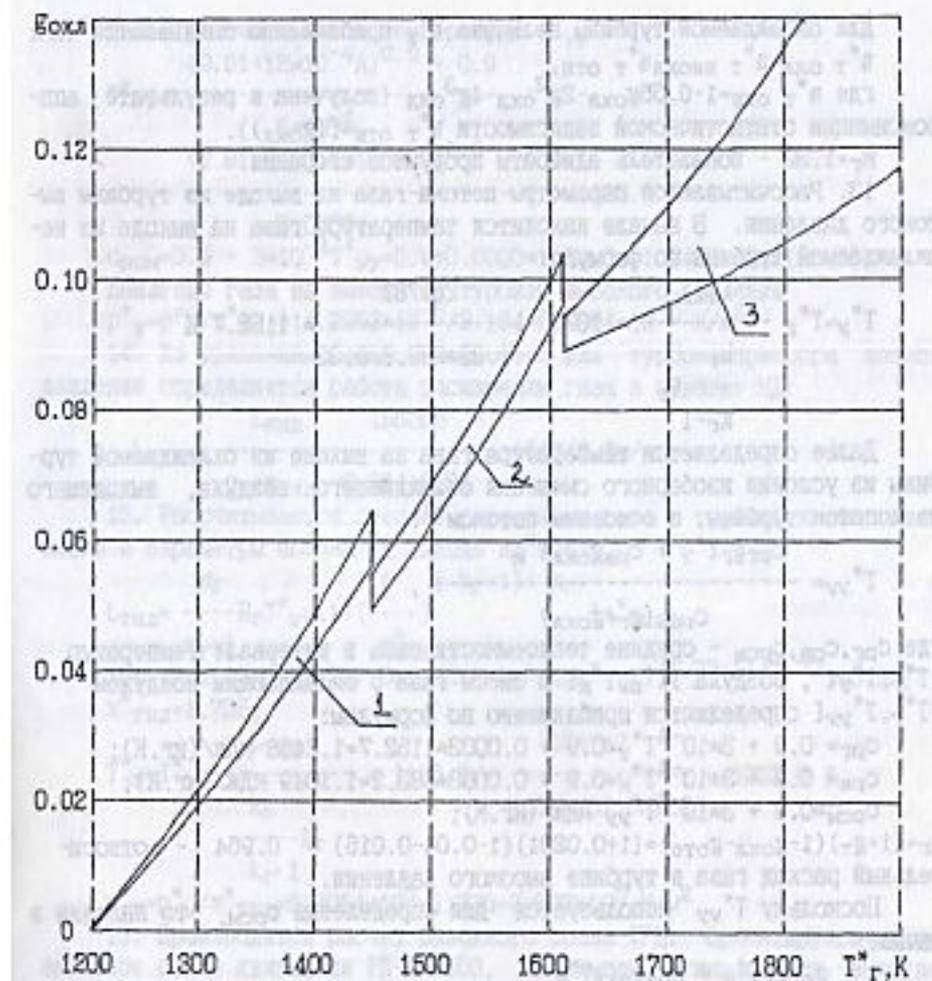


Рис.1.4. Зависимость относительного расхода воздуха на охлаждение температуры газа перед турбиной и типа системы охлаждения лопаток: 1 – внутреннее конвективное охлаждение; 2 – комбинированное (конвективно – плёночное) охлаждение; 3 – пористое и проницаемое охлаждение (многослойные перфорированные материалы)

$$L_{\text{ТВД}} = \frac{\kappa_{\Gamma}}{\kappa_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} T_{\Gamma}^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{\text{ТВД}}^*} \right)^{\frac{\kappa_{\Gamma} - 1}{\kappa_{\Gamma}}} \right] \eta_{\text{ТВД}}^*;$$

$$251787 = \frac{1.33}{1.33 - 1} \cdot 287.5 \cdot 1370 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{\text{ТВД}}^*} \right)^{\frac{1.33 - 1}{1.33}} \right] \cdot 0.91; \pi_{\text{ТВД}}^* = 2.164,$$

где $\eta_{\text{ТВД}}^*$ – адиабатический КПД турбины по параметрам заторможенного потока ($\eta_{\text{ТВД}}^* = \frac{L_{\text{ТВД}}}{L_{\text{ад ТВД}}}$). На его величину оказывает влияние тип турбинной ступени (охлаждаемая или неохлаждаемая), коэффициент нагрузки ступени турбины ($\mu_{\text{T}} = \frac{L_{\text{T}}}{u_{\text{ср}}}$), радиальный зазор между рабочими лопатками и корпусом турбины и др.

Для неохлаждаемых турбин значение η_T^* приближенно оценивается по формуле:

$$\eta_T^* = \frac{1 - \left(\frac{1}{\pi_T^*} \right)^{\frac{\kappa_T \eta_{СТ}^*}{\kappa_T - 1}}}{1 - \left(\frac{1}{\pi_T^*} \right)^{\frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1}}}$$

Здесь $\eta_{СТ}^*$ — адиабатический КПД одной турбинной ступени. Для неохлаждаемой ступени турбины при оптимальной нагрузке ($L_T = 120 \dots 220 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; $\eta_{СТ}^* = 0.91 \dots 0.92$; для неохлаждаемой сильно нагруженной турбинной ступени ($L_T = 220 \dots 300 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; $\eta_{СТ}^* = 0.9 \dots 0.91$).

Для охлаждаемой турбины величина η_T^* приближенно оценивается так:

$$\eta_{T \text{ охл}}^* = \eta_{T \text{ неохла}}^* \overline{\eta_{T \text{ отн}}^*}, \text{ где } \overline{\eta_{T \text{ отн}}^*} = 1 - 0.55g_{\text{охл}} - 2g_{\text{охл}}^2 - 4g_{\text{охл}}^3 \text{ (получена}$$

Н.Д. Тихоновым в результате аппроксимации статистической зависимости

$$\overline{\eta_{T \text{ отн}}^*} = f(g_{\text{охл}}); k_T = 1.33 - \text{показатель адиабаты продуктов сгорания.}$$

13. Рассчитываются параметры потока газа на выходе из турбины высокого давления. В начале находится температура газа на выходе из неохлаждаемой турбины по формуле:

$$T_{y^*} = T_{\Gamma^*} - \frac{L_{\text{ТВД}}}{\frac{\kappa_{\Gamma}}{\kappa_{\Gamma}-1} R_{\Gamma}} = 1370 - \frac{251787}{\frac{1.33}{1.33-1} \cdot 287.5} = 1152.7 \text{ К.}$$

Далее определяется температура газа на выходе из охлаждаемой турбины из условия изобарного смешения охлаждающего воздуха, выходящего из лопаток турбины, с основным потоком:

$$T_{yy^*}^* = \frac{c_{p\Gamma} g_{\Gamma} T_{y^*} + c_{pв} g_{\text{охл}} T_{\kappa}^*}{c_{pсм} (g_{\Gamma} + g_{\text{охл}})}$$

где $c_{рг}, c_{рв}, c_{рсм}$ – средние теплоемкости газа в интервале температур $]T_{г}^*, T_{у}^*[$, воздуха $]T_{н}^*, T_{к}^*[$ и смеси газа с охлаждающим воздухом $]T_{г}^*, T_{уу}^*[$ определяются приближенно по формулам:

$$c_{рг} = 0.9 + 3 \cdot 10^{-4} T_{у}^* = 0.9 + 3 \cdot 10^{-4} \cdot 1152.7 = 1.2458 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$c_{рв} = 0.9 + 3 \cdot 10^{-4} T_{к}^* = 0.9 + 3 \cdot 10^{-4} \cdot 683.2 = 1.1049 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$c_{рсм} = 0.9 + 3 \cdot 10^{-4} T_{уу}^*;$$

$g_{г} = (1 + g_{т})(1 - g_{охл} - g_{отб}) = (1 + 0.0201) \cdot (1 - 0.04 - 0.015) = 0.964$ – относительный расход газа в турбине высокого давления.

Поскольку $T_{уу}^*$ используется для определения $c_{рсм}$, то находим в начале:

$$A = \frac{c_{рг} g_{г} T_{у}^* + c_{рв} g_{охл} T_{к}^*}{g_{г} + g_{охл}} = \frac{1.2458 \cdot 0.964 \cdot 1152.7 + 1.1049 \cdot 0.04 \cdot 683.2}{0.964 + 0.04} = 1408.9$$

Далее рассчитывается температура T_{yy}^* :

$$T_{yy}^* = \frac{\sqrt{0.81 + 12 \cdot 10^{-4} A - 0.9}}{6 \cdot 10^{-4}} = \frac{\sqrt{0.81 + 12 \cdot 10^{-4} \cdot 1408.9 - 0.9}}{6 \cdot 10^{-4}} = 1135.6 \text{ К};$$

При выводе формулы условно принималось, что практически весь охлаждающий воздух смешивается с основным потоком газа

$$c_{\text{рсм}} = 0.9 + 3 \cdot 10^{-4} T_{yy}^* = 0.9 + 3 \cdot 10^{-4} \cdot 1135.6 = 1.2407 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Как показывают расчёты, проведенные В.Т. Шулекиным, погрешность при определении температуры T_{yy}^* , связанная с приближённым нахождением теплоемкостей газа, воздуха и смеси газа с воздухом не превышает одного процента.

Давление газа на выходе из турбины высокого давления

$$p_y^* = \frac{p_{\Gamma}^*}{\pi_{\text{ТВД}}^*} = \frac{14.2963 \cdot 10^5}{2.164} = 6.6054 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

14. Из уравнения баланса мощностей для турбокомпрессора низкого давления определяется работа расширения газа в турбине НД:

$$L_{\text{ТНД}} = \frac{L_{\text{кнд}}}{g_{\Gamma} + g_{\text{охл}}} = \frac{155366}{0.964 + 0.04} = 154747 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

15. Рассчитываются степень расширения газа в турбине низкого давления и параметры потока на выходе из нее:

$$L_{\text{ТНД}} = \frac{\kappa_{\Gamma}}{\kappa_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} T_{\text{уу}}^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{\text{ТНД}}^*} \right)^{\frac{\kappa_{\Gamma} - 1}{\kappa_{\Gamma}}} \right] \eta_{\text{ТНД}}^*;$$

$$154747 = \frac{1.33}{1.33 - 1} \cdot 287.5 \cdot 1135.6 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{\text{ТНД}}^*} \right)^{\frac{1.33 - 1}{1.33}} \right] \cdot 0.92; \pi_{\text{ТНД}}^* = 1.735;$$

$$T_{\Gamma}^* = T_{\text{уу}}^* - \frac{L_{\text{ТНД}}}{\frac{\kappa_{\Gamma}}{\kappa_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma}} = 1135.6 - \frac{154747}{\frac{1.33}{1.33 - 1} \cdot 287.5} = 1002.0 \text{ К};$$

$$p_{\Gamma}^* = \frac{p_{\text{у}}^*}{\pi_{\text{ТНД}}^*} = \frac{6.6054 \cdot 10^5}{1.735} = 3.807 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

16. Производится расчет выходного сопла ТРД. Ориентируясь на реактивное сопло двигателя РД-3М-500, принимаем суживающееся выходное сопло проектируемого ТРД.

а) располагаемая степень понижения давления газа в сопле:

$$\pi_{\text{ср}} = \frac{p_{\text{T}}^*}{p_{\text{H}}} = \frac{3.807 \cdot 10^5}{1.01325 \cdot 10^5} = 3.757.$$

Так как располагаемая степень понижения давления больше критического значения для суживающегося реактивного сопла

$$\pi_{\text{кр}} = \left(\frac{\kappa_{\text{г}} + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa_{\text{г}}}{\kappa_{\text{г}} - 1}} = \left(\frac{1.33 + 1}{2} \right)^{\frac{1.33}{1.33 - 1}} = 1.8506$$

то действительная степень расширения газа в данном сопле равна $\pi_{\text{с}} = \pi_{\text{кр}} = 1.8506$.

Статическое давление в выходном сечении сопла в данном случае равно:

$$p_{\text{с}} = \frac{p_{\text{T}}^*}{\pi_{\text{с}}} = \frac{3.807 \cdot 10^5}{1.8506} = 2.0572 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

(то есть больше атмосферного давления $p_H = 1.01325 \cdot 10^5 \frac{H}{M^2}$);

б) средняя скорость истечения газа из сопла. Если в выходном сопле имеет место полное расширение газа ($p_C = p_H$; $\pi_{ср} = \pi_C$), то скорость определяется по формуле:

$$c_C = \varphi_{рс} \sqrt{2 \frac{\kappa_{Г}}{\kappa_{Г}-1} R_{Г} T_{Г}^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_C} \right)^{\frac{\kappa_{Г}-1}{\kappa_{Г}}} \right]} =$$

$$= 0.98 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{1.33}{1.33-1} \cdot 287.5 \cdot 1002.0 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{3.757} \right)^{\frac{1.33-1}{1.33}} \right]} = 790 \frac{M}{с},$$

где $\varphi_{рс}$ – коэффициент скорости ($\varphi_{рс} = \frac{c_C}{c_{с ад}}$). Рекомендуется принимать

$\varphi_{рс} = 0.97 \dots 0.985$. Причем, чем больше $\pi_{ср}$, тем меньше значение $\varphi_{рс}$ следует принимать.

В случае применения суживающегося выходного сопла (например, как у двигателя РД-3М-500) при $\pi_{ср} \geq \pi_{кр}$ имеет место неполное расширение газа ($p_c \geq p_H$). Скорость истечения газа из сопла в этом случае находится по формуле:

$$c_c = \varphi p_c \sqrt{2 \frac{\kappa_{г}}{\kappa_{г} + 1} R_{г} T_{г}^*} = 0.98 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{1.33}{1.33+1} \cdot 287.5 \cdot 1002.0} = 562 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Действительная температура в потоке газа в выходном сечении сопла равна:

$$T_c = T_m^* - \frac{c_c^2}{2 \frac{\kappa_{г}}{\kappa_{г} - 1} R_{г}} = 1002 - \frac{562^2}{2 \cdot \frac{1.33}{1.33-1} \cdot 287.5} = 865.7 \text{ К.}$$

17. Удельная тяга и удельный расход топлива ТРД при полном расширении в выходном сопле:

$$P_{уд} = c_c (g_{г} + g_{охл}) - V = 790 \cdot (0.964 + 0.04) = 793.2 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{кг}};$$

$$C_{уд} = \frac{3600 g_{г} (1 - g_{охл} - g_{отб})}{P_{уд}} = \frac{3600 \cdot 0.0201 \cdot (100.04 - 0.015)}{793.2} = 0.0862 \frac{\text{кг}}{\text{Н} \cdot \text{ч}}$$

Если на двигатель устанавливается суживающееся выходное сопло, то при неполном расширении газа в нем тяга ТРД находится по формуле:

$$P = G_{г} (g_{г} + g_{охл}) (c_c - V) + F_c (p_c - p_H)$$

где F_c – площадь выходного сечения реактивного сопла, находится из

уравнения расхода:

$$F_c = \frac{G_g (g_T + g_{\text{охл}}) \sqrt{T_T^*}}{m_T p_c y(\lambda_c)} = \frac{G_g \cdot (0.964 + 0.04) \cdot \sqrt{1002.0}}{0.039669 \cdot 2.0572 \cdot 10^5 \cdot 1.8018} = 2.1614 \cdot 10^{-5} G_g,$$

где m_T – коэффициент, зависящий от показателя адиабаты и газовой постоянной:

$$m_T = \sqrt{\frac{\kappa_T}{R_T} \left(\frac{2}{\kappa_T + 1} \right)^{\frac{\kappa_T + 1}{\kappa_T - 1}}} = \sqrt{\frac{1.33}{287.5} \left(\frac{2}{1.33 + 1} \right)^{\frac{1.33 + 1}{1.33 - 1}}} = 0.039669 \sqrt{\frac{\text{кг} \cdot \text{К}}{\text{Дж}}}$$

$y(\lambda_c)$ – газодинамическая функция:

$$y(\lambda_c) = \left(\frac{\kappa_T + 1}{2} \right)^{\frac{1}{\kappa_T - 1}} \frac{\lambda_c}{1 - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T + 1} \lambda_c^2} = \left(\frac{1.33 + 1}{2} \right)^{\frac{1}{1.33 - 1}} \cdot \frac{0.98}{1 - \frac{1.33 - 1}{1.33 + 1} \cdot 0.98^2} = 1.8018$$

λ_c – приведенная скорость ($\lambda_c = \frac{c_c}{a_{кр}}$)

$$\lambda_c = \frac{c_c}{\sqrt{\frac{2\kappa_T R_T T_T^*}{\kappa_T + 1}}} = \frac{562}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1.33 \cdot 287.5 \cdot 1002.0}{1.33 + 1}}} = 0.98$$

Подставляя в формулу тяги выражение для F_c , находим расход воздуха через двигатель при неполном расширении газа в выходном сопле ТРД:

$$100000 = G_{\text{г}} \cdot (0.964 + 0.04) \cdot 562 + 2.1614 \cdot 10^{-3} \cdot G_{\text{г}} \cdot (2.0572 \cdot 10^5 - 1.01325 \cdot 10^5);$$

$$G_{\text{г}} = 126.6 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Удельная тяга и удельный расход в данном случае равны:

$$P_{\text{уд}} = \frac{P}{G_{\text{в}}} = \frac{100000}{126.6} = 789.9 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{кг}};$$

$$C_{\text{уд}} = \frac{3600 g_{\text{т}} (1 - g_{\text{охл}} - g_{\text{отб}})}{P_{\text{уд}}} = \frac{3600 \cdot 0.0201 \cdot (1 - 0.04 - 0.015)}{789.9} = 0.08657 \frac{\text{кг}}{\text{Н} \cdot \text{ч}}.$$

Таким образом, при установке суживающегося реактивного сопла и сверхкритическом перепаде давлений в нем ($\pi_{\text{ср}} \geq \pi_{\text{кр}}$) имеет место "недобор" тяги, вызванный неполным расширением газа. Величина его невелика ($\frac{793.2 - 789.9}{793.2} \cdot 100\% = 0.42\%$), поэтому применение суживающегося простого сопла для проектируемого двигателя является целесообразным. Окончательный выбор сопла производится после расчета высотно-скоростных характеристик (ВСХ) двигателя (рекомендуется в большинстве точек ВСХ иметь недобор тяги не более 0.5...1.0 %).

18. Часовой расход топлива: $G_{\text{ТЧ}} = P C_{\text{уд}} = 100000 \cdot 0.08657 = 8657 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$.

19. Производится уточнение отборов воздуха и механической энергии от двигателя. Расход отбираемого воздуха:

$$G_{\text{отб}} = g_{\text{отб}} G_{\text{В}} = 0.015 \cdot 126.6 = 1.9 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Мощность, отбираемая от турбины высокого давления:

$$N_{\text{отб}} = (1 - \eta_{\text{мех}}) G_{\text{в}} g_{\text{т}} L_{\text{твд}} = (1 - 0.995) \cdot 126.6 \cdot 0.964 \cdot 251787 \cdot 10^{-3} = 153.6 \text{ кВт}$$

Количество отбираемого воздуха в двигателе-прототипе РД-3М-500 составляет 6000 кг/ч (1.67 кг/с) на номинальном режиме его работы (который используется для набора высоты воздушного судна). Это обеспечивает пятикратный обмен воздуха в кабине экипажа и салонах, работу антиобледенительной системы крыла и воздухозаборника двигателя, а также работу других систем ВС. По графику на рис.1.5 определяем количество пассажиров по найденному расходу отбираемого воздуха. По нормам ИКАО (Международная организация гражданской авиации) на одного пассажира необходимо иметь $G_0 = 36...42 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$ воздуха. Это соответствует при

$G_{\text{отб}} = 1.9 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ пассажировместимости от 170 до 230 чел., то есть воздушным судам СМС и ДМС. То есть коррекцию ранее принятого значения $g_{\text{отб}}$ можно не делать.

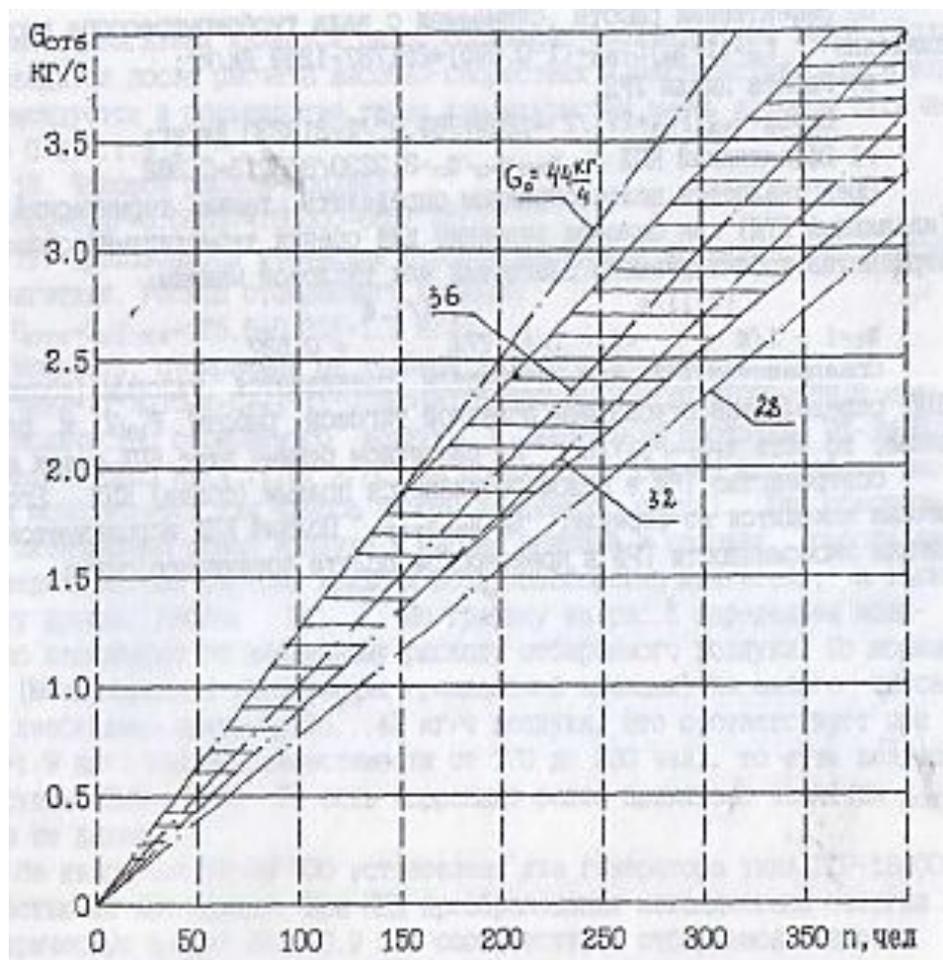


Рис. 1.5. Зависимость отбираемого расхода воздуха от количества пассажиров по данным статистики (заштрихованное поле):
 G_0 – расход воздуха на одного пассажира за час полета по данным В.Г.Киприанова

На двигателе РД-3М-500 установлены два генератора типа ГСР-18000М мощностью 18 кВт каждый. При КПД преобразования механической энергии в электрическую $\eta_{\text{ген}} = 0.85 \dots 0.9$ это соответствует отбираемой мощности $N_{\text{отб}} = 45 \dots 55$ кВт.

Сравнение значений отбираемой мощности проектируемого ТРД и РД-3М-500 показывает на необходимость изменения ранее принятого значения $\eta_{\text{мех}} = 0.998$ и повторения расчета. Следует иметь в виду, что не обоснованно завышенные отборы воздуха и механической энергии приводят к излишним расходам топлива (увеличению $C_{\text{уд}}$).

Если установить мощность отбираемой электрической энергии от двигателя не представляется возможным, рекомендуется приблизительно принять $N_{\text{отб}} = 50 \dots 60$ кВт на каждые 100 кН тяги.

20. Производится сравнительный анализ полученных значений $P_{\text{уд}}, C_{\text{уд}}$ для проектируемого двигателя и его прототипа. На основании данных о двигателе

РД-3М-500 имеем $P_{уд} = \frac{95000}{164} = 579 \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{кг}}$, $C_{уд} = 0.112 \frac{\text{кг}}{\text{Н}\cdot\text{ч}}$. Таким образом проектируемый двигатель имеет удельную тягу больше, чем у двигателя

РД-3М-500. на $\frac{789.9-579}{579} \cdot 100\% = 36.4\%$ и лучшую экономичность на $\frac{0.112-0.08657}{0.08657} \cdot 100\% = 29.4\%$.

Увеличение удельной тяги позволяет повысить скорость полёта воздушного судна, так как из уравнения для тяги воздушно-реактивного двигателя следует, что $P_{уд} = c_c \cdot V$.

Улучшение экономичности проектируемого двигателя позволяет повысить дальность полёта воздушного судна (при той же заправке топлива).

21. Переходим к определению геометрии контрольных сечений газоздушного тракта проектируемого двигателя. С этой целью задаёмся

значением осевой скорости в контрольных сечениях проточной части двигателя, в том числе:

а) на входе в компрессор низкого давления: $c_e = 160 \frac{\text{м}}{\text{с}}$. Рекомендуется

иметь $c_e = 160 \dots 220 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, причем, чем больше тяга двигателя (больше его размерность), тем большие значения c_e можно принимать.

б) на выходе из компрессора высокого давления: $c_K = 100 \frac{\text{М}}{\text{с}}$

($c_K = 100 \dots 120 \frac{\text{М}}{\text{с}}$).

в) на входе в компрессор высокого давления из условия линейного изменения осевой скорости по тракту компрессора двигателя:

$$c_i = \frac{P_i^* - P_K^*}{P_B^* - P_K^*} (c_B - c_K) + c_K;$$

$$c_X = \frac{P_X^* - P_K^*}{P_B^* - P_K^*} (c_B - c_K) + c_K = \frac{3.8652 \cdot 10^5 - 14.9699 \cdot 10^5}{0.998 \cdot 10^5 - 14.9699 \cdot 10^5} \cdot (160 - 100) + 100 = 147.7 \frac{\text{М}}{\text{с}};$$

г) на входе в турбину высокого давления: $c_T = 150 \frac{\text{М}}{\text{с}}$ ($c_T = 150 \dots 160 \frac{\text{М}}{\text{с}}$).

д) на выходе из турбины ВД: $c_Y = 250 \frac{\text{М}}{\text{с}}$ ($c_Y = 250 \dots 280 \frac{\text{М}}{\text{с}}$).

е) на выходе из турбины низкого давления: $c_T = 320 \frac{\text{М}}{\text{с}}$ ($c_T = 300 \dots 350 \frac{\text{М}}{\text{с}}$).

з) в обресе выходного сопла : $c_C = 562 \frac{\text{М}}{\text{с}}$.

22. Рассчитываются приведенная скорость λ и относительная плотность тока $q(\lambda)$ в контрольных сечениях проточной части двигателя:

а)

$$\lambda_B = \frac{c_B}{\sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_B^*}} = \frac{160}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1.4}{1.4+1} \cdot 287 \cdot 288.15}} = 0.515;$$

$$q(\lambda_B) = \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \lambda_B \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda_B^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} =$$

$$= 1.2^{2.5} \cdot 0.515 \cdot \left(1 - \frac{0.4}{2.4} \cdot 0.515^2\right)^{2.5} = 0.7423;$$

б)

$$\lambda_K = \frac{c_K}{\sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_K^*}} = \frac{100}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1.4}{1.4+1} \cdot 287 \cdot 683.2}} = 0.209; q(\lambda_K) = 0.3238;$$

в)

$$\lambda_X = \frac{c_X}{\sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_X^*}} = \frac{147.7}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1.4}{1.4+1} \cdot 287 \cdot 442.82}} = 0.383; q(\lambda_X) = 0.5686;$$

$$\lambda_\Gamma = \frac{c_\Gamma}{\sqrt{\frac{2\kappa_\Gamma}{\kappa_\Gamma+1} R_\Gamma T_\Gamma^*}} = \frac{150}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1.33}{1.33+1} \cdot 287.5 \cdot 1370}} = 0.224;$$

г)

$$q(\lambda_\Gamma) = \left(\frac{\kappa_\Gamma+1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa_\Gamma-1}} \lambda_\Gamma \left(1 - \frac{\kappa_\Gamma-1}{\kappa_\Gamma+1} \lambda_\Gamma^2\right)^{\frac{1}{\kappa_\Gamma-1}} =$$

$$= 1.165^{\frac{1}{0.33}} \cdot 0.224 \cdot \left(1 - \frac{0.33}{2.33} \cdot 0.224^2\right)^{\frac{1}{0.33}} = 0.3477;$$

д)

$$\lambda_y = \frac{c_y}{\sqrt{\frac{2\kappa_\Gamma}{\kappa_\Gamma+1} R_\Gamma T_{yy}^*}} = \frac{250}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1.33}{1.33+1} \cdot 287.5 \cdot 1135.6}} = 0.409; q(\lambda_y) = 0.6048;$$

е)

$$\lambda_T = \frac{c_T}{\sqrt{\frac{2\kappa_\Gamma}{\kappa_\Gamma+1} R_\Gamma T_T^*}} = \frac{320}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1.33}{1.33+1} \cdot 287.5 \cdot 1002}} = 0.558; q(\lambda_T) = 0.7731;$$

ж) В обресе выходного сопла ранее была рассчитана газодинамическая функция $y(\lambda_c)$.

23. Определяются проходные площади для воздуха и газа в контрольных сечениях проточной части двигателя:

$$а) F_B = \frac{G_B \sqrt{T_B^*}}{m_B p_B^* q(\lambda_B)} = \frac{126.6 \cdot \sqrt{288.15}}{0.0404 \cdot 0.998 \cdot 10^5 \cdot 0.7423} = 0.718 \text{ м}^2;$$

$$б) F_K = \frac{G_B \sqrt{T_K^*}}{m_B p_K^* q(\lambda_K)} = \frac{126.6 \cdot \sqrt{683.2}}{0.0404 \cdot 14.9699 \cdot 10^5 \cdot 0.3238} = 0.169 \text{ м}^2;$$

$$в) F_X = \frac{G_B \sqrt{T_X^*}}{m_B p_X^* q(\lambda_X)} = \frac{126.6 \cdot \sqrt{442.82}}{0.0404 \cdot 3.8652 \cdot 10^5 \cdot 0.5686} = 0.300 \text{ м}^2;$$

$$г) F_T = \frac{G_B g_T \sqrt{T_T^*}}{m_T p_T^* q(\lambda_T)} = \frac{126.6 \cdot 0.964 \cdot \sqrt{1370}}{0.03966 \cdot 14.2963 \cdot 10^5 \cdot 0.3477} = 0.229 \text{ м}^2;$$

$$д) F_Y = \frac{G_B (g_Y + g_{oxl}) \sqrt{T_{yy}^*}}{m_T p_Y^* q(\lambda_Y)} = \frac{126.6 \cdot (0.964 + 0.04) \cdot \sqrt{1135.6}}{0.03966 \cdot 6.6064 \cdot 10^5 \cdot 0.6048} = 0.270 \text{ м}^2;$$

$$е) F_T = \frac{G_B (g_T + g_{oxl}) \sqrt{T_T^*}}{m_T p_T^* q(\lambda_T)} = \frac{126.6 \cdot (0.964 + 0.04) \cdot \sqrt{1002.0}}{0.03966 \cdot 3.807 \cdot 10^5 \cdot 0.7731} = 0.345 \text{ м}^2;$$

$$ж) F_C = \overline{F_C} G_B = 2.1614 \cdot 10^{-3} \cdot 126.6 = 0.274 \text{ м}^2.$$

24. Наружный, внутренний, средний диаметры и высота лопатки (канала) в контрольных сечениях газоздушного тракта двигателя:

а) на входе в компрессор низкого давления:

$$D_{ВН} = \sqrt{\frac{4F_B}{\pi(1-d_B^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.718}{3.14 \cdot (1-0.45^2)}} = 1.071 \text{ м};$$

$$D_{ВВН} = D_{ВН} \overline{d_B} = 1.071 \cdot 0.45 = 0.482 \text{ м};$$

$$D_{ВСР} = 0.5(D_{ВН} + D_{ВВН}) = 0.5 \cdot (1.071 + 0.482) = 0.776 \text{ м};$$

$$h_B = 0.5(D_{ВН} - D_{ВВН}) = 0.5 \cdot (1.071 - 0.482) = 0.294 \text{ м},$$

где $\overline{d_B}$ - относительный диаметр втулки в данном сечении у двигателя

РД-3М-500 (см. приложение 2). При отсутствии данных рекомендуется $\overline{d_B} = 0.45 \dots 0.5$;

б) на выходе из компрессора высокого давления при постоянном наружном диаметре:

$$D_{КН} = D_{ВН} = 1.071 \text{ м}; D_{КВН} = \sqrt{D_{КН}^2 - \frac{4F_K}{\pi}} = \sqrt{1.071^2 - \frac{4 \cdot 0.169}{3.14}} = 0.965 \text{ м};$$

$$D_{КСР} = 0.5(D_{КН} + D_{КВН}) = 0.5 \cdot (1.071 + 0.965) = 1.018 \text{ м};$$

$$h_K = 0.5(D_{КН} - D_{КВН}) = 0.5 \cdot (1.071 - 0.965) = 0.053 \text{ м}.$$

в) на выходе из компрессора низкого давления:

$$D_{XН} = D_{ВН} = 1.071 \text{ м}; D_{XВН} = \sqrt{D_{XН}^2 - \frac{4F_X}{\pi}} = \sqrt{1.071^2 - \frac{4 \cdot 0.300}{3.14}} = 0.874 \text{ м};$$

$$D_{Xcp} = 0.5(D_{XН} + D_{XВН}) = 0.5 \cdot (1.071 + 0.874) = 0.973 \text{ м};$$

$$h_X = 0.5(D_{XН} - D_{XВН}) = 0.5 \cdot (1.071 - 0.874) = 0.099 \text{ м}.$$

г) на входе в турбину высокого давления:

$$D_{Гcp} = D_{КН} = 1.071 \text{ м}; h_{Г} = \frac{F_{Г}}{\pi D_{Гcp}} = \frac{0.229}{3.14 \cdot 1.071} = 0.068 \text{ м};$$

$$D_{ГН} = D_{Гcp} + h_{Г} = 1.071 + 0.068 = 1.139 \text{ м};$$

$$D_{ГВН} = D_{Гcp} - h_{Г} = 1.071 - 0.068 = 1.003 \text{ м};$$

д) на входе в турбину низкого давления:

$$D_{y\text{ ср}} = D_{T\text{ ср}} = 1.071 \text{ м}; h_y = \frac{F_y}{\pi D_{y\text{ ср}}} = \frac{0.270}{3.14 \cdot 1.071} = 0.08 \text{ м};$$

$$D_{y\text{ н}} = D_{y\text{ ср}} + h_y = 1.071 + 0.08 = 1.151 \text{ м};$$

$$D_{y\text{ вн}} = D_{y\text{ ср}} - h_y = 1.071 - 0.08 = 0.991 \text{ м};$$

е) на выходе из турбины низкого давления:

$$D_{T\text{ ср}} = D_{y\text{ ср}} = 1.071 \text{ м}; h_T = \frac{F_T}{\pi D_{T\text{ ср}}} = \frac{0.345}{3.14 \cdot 1.071} = 0.102 \text{ м};$$

$$D_{T\text{ н}} = D_{T\text{ ср}} + h_T = 1.071 + 0.102 = 1.173 \text{ м};$$

$$D_{T\text{ вн}} = D_{T\text{ ср}} - h_T = 1.071 - 0.102 = 0.969 \text{ м};$$

ж) в обресе выходного сопла:

$$D_c = \sqrt{\frac{4F_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.274}{3.14}} = 0.349 \text{ м}.$$

25. Окружная скорость на среднем диаметре (определяется по предложению Н.Д. Тихонова):

а) турбины высокого давления

$$u_y = \sqrt{\frac{L_{\text{ТВД}}}{\mu z_{\text{ТВД}}}} = \sqrt{\frac{251787}{1.75 \cdot 1}} = 379 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

где μ - коэффициент нагрузки ступени. При осевом выходе газа из турбины оптимальное значение коэффициента нагрузки лежит в пределах $\mu = 1.3 \dots 1.4$. С увеличением закрутки потока на выходе из турбины оптимальное значение коэффициента нагрузки возрастает. При $\alpha_2 = 70 \dots 65^\circ$, что можно допустить для ступеней предшествующих последней, значение коэффициента нагрузки может быть увеличено до $\mu = 1.75 \dots 1.85$; $z_{\text{ТВД}} = 1$ - количество ступеней турбины высокого давления.

б) турбины низкого давления

$$u_T = \sqrt{\frac{L_{\text{ТНД}}}{\mu z_{\text{ТНД}}}} = \sqrt{\frac{154747}{1.35 \cdot 1}} = 338 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Производится проверка найденных значений u_y и u_T . С этой целью рассчитываются окружные скорости по концам рабочих лопаток компрессоров низкого и высокого давлений:

$$u_{\text{ВН}} = u_T \frac{D_{\text{ВН}}}{D_{\text{Т ср}}} = 338 \cdot \frac{1.071}{1.071} = 338 \frac{\text{м}}{\text{с}}; u_{\text{ХН}} = u_y \frac{D_{\text{ХН}}}{D_{\text{У ср}}} = 379 \cdot \frac{1.071}{1.071} = 379 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Рекомендуется иметь $u_{\text{ВН}} \leq 400 \dots 450 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

26. Количество ступеней компрессора низкого и высокого давлений;

$$z_{\text{КНД}} = \frac{L_{\text{КНД}}}{\mu \mu_2 \frac{2}{v_{\text{Н}}}} = \frac{155366}{0.28 \cdot 338^2} = 5; \quad z_{\text{КВД}} = \frac{L_{\text{КВД}}}{\mu \mu_2 \frac{2}{v_{\text{ХН}}}} = \frac{241507}{0.28 \cdot 379^2} = 6,$$

где $\mu = 0.25 \dots 0.4$ - коэффициент нагрузки ступеней компрессора.

27. Частота вращения роторов низкого и высокого давления:

$$n_{\text{НД}} = \frac{60 u_{v_{\text{Н}}}}{\pi D_{v_{\text{Н}}}} = \frac{60 \cdot 338}{3.14 \cdot 1.071} = 6030 \frac{\text{об}}{\text{мин}}; \quad n_{\text{ВД}} = \frac{60 u_{v_{\text{ХН}}}}{\pi D_{v_{\text{ХН}}}} = \frac{60 \cdot 379}{3.14 \cdot 1.071} = 6760 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

28. Определяется приблизительно температура материала лопаток последней ступени турбины:

а) высокого давления

$$T_{\text{ЛВД}} \approx 0.95 \left(T_y^* + \frac{u_{y \text{ ср}}^2}{2 c_{\text{рг}}} \right) = 0.95 \cdot \left(1152.7 + \frac{379^2}{2 \cdot \frac{1.33}{1.33-1} \cdot 287.5} \right) = 1153.9 \text{ К};$$

б) низкого давления

$$T_{\text{ЛНД}} \approx 0.95 \left(T_T^* + \frac{u_T^2 \text{ ср}}{2 c_{\text{рг}}} \right) = 0.95 \cdot \left(1002.0 + \frac{338^2}{2 \cdot \frac{1.33}{1.33-1} \cdot 287.5} \right) = 998.7 \text{ К}.$$

29. Рассчитывается напряженне растяжения в корневом сечении рабочих лопаток последней ступени турбины:

а) низкого давления

$$\begin{aligned}\sigma_{р нд} &= 2\pi\rho_{л нд}\left(\frac{n_{нд}}{60}\right)^2 F_T\Phi = \\ &= 2 \cdot 3.14 \cdot 8200 \cdot \left(\frac{6030}{60}\right)^2 \cdot 0.345 \cdot 0.55 \cdot 10^{-6} = 98.7 \text{ МПа},\end{aligned}$$

где $\rho_{л нд} = 8200 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – плотность материала лопатки – жаропрочного сплава ЭИ437Б (рис.1.6); $\Phi = 0.5 \dots 0.6$ – коэффициент, учитывающий уменьшением напряженния растяжения из-за изменения толщины профилей лопатки по высоте.

б) высокого давления

$$\begin{aligned}\sigma_{р вд} &= 2\pi\rho_{л вд}\left(\frac{n_{вд}}{60}\right)^2 F_y\Phi = \\ &= 2 \cdot 3.14 \cdot 8250 \cdot \left(\frac{6760}{60}\right)^2 \cdot 0.27 \cdot 0.55 \cdot 10^{-6} = 97.6 \text{ МПа},\end{aligned}$$

где $\rho_{л вд} = 8250 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – плотность материала лопатки – жаропрочного сплава ЖС6-К (см. рис.1.6).

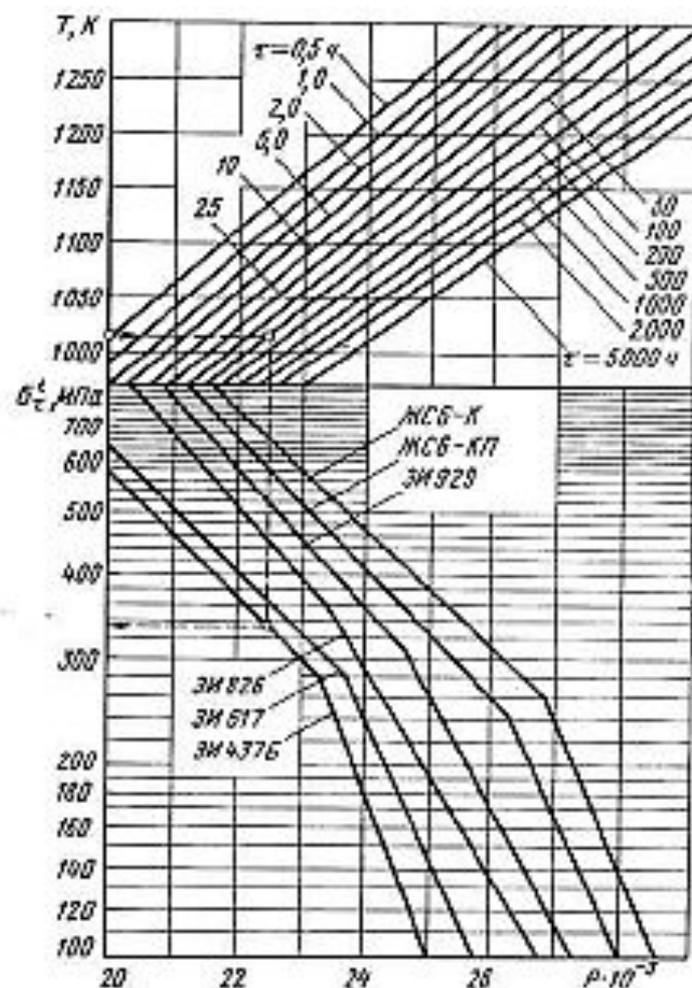


Рис. 1.6. Изменение длительной прочности жаропрочных сталей и сплавов σ_t^t в зависимости от длительности нагружения τ и температуры нагрева T, K (или от параметра Ларсена – Миллера $P \cdot 10^{-3}$)

30. Задаемся назначенным ресурсом двигателя 20000...25000 часов. В течение назначенного ресурса двигатель работает на взлетном режиме приблизительно 2...5 %, то есть 1000...1250 часов. Отсюда находим параметр Ларсена – Миллера по формуле:

а) для лопаток турбины высокого давления

$$P_{ВД} = T_{л\text{ВД}}(20 + \lg \tau) = 1153.9 \cdot (20 + \lg 1250) = 26651;$$

б) для лопаток турбины низкого давления

$$P_{НД} = T_{л\text{НД}}(20 + \lg \tau) = 998.7 \cdot (20 + \lg 1250) = 23067.$$

По графику на рис.1.6 по значению параметра Ларсена - Миллера находим для соответствующего материала допускаемое напряжение длительной прочности:

а) для лопаток турбины высокого давления $\sigma_{\tau\text{ВД}}^t = 280$ МПа;

б) для лопаток турбины низкого давления $\sigma_{\tau\text{НД}}^t = 300$ МПа.

Таким образом запас прочности составляет:

а) для лопаток турбины высокого давления

$$K_{\sigma\text{ВД}} = \frac{\sigma_{\tau\text{ВД}}^t}{\sigma_{p\text{ВД}}} = \frac{280}{97.6} = 2.87;$$

б) для лопаток турбины низкого давления

$$K_{\sigma \text{ нд}} = \frac{\sigma_{\text{т нд}}^{\text{т}}}{\sigma_{\text{р нд}}} = \frac{300}{98.7} = 3.04.$$

Рекомендуется иметь запас прочности $K_{\sigma} \geq 1.8 \dots 2.4$. Если это условие не выдерживается, то необходимо осуществить специальное охлаждение лопаток.

31. Производится расчет показателей цикла проектируемого ТРД и его перспективы::

а) работа цикла ТРД по результатам газодинамического расчета

$$L_{\text{ц}} = (1 - \eta_{\text{мех}})L_{\text{твд}} + \frac{P_{\text{уд}}(P_{\text{уд}} + 2V)}{2} =$$
$$= (1 - 0.995) \cdot 251787 + \frac{789.9 \cdot 789.9}{2} = 313230 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};;$$

б) внутренний (эффективный КПД)

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{L_{\text{ц}} \eta_{\text{Г}}}{q_{\text{КС}}} = \frac{313230 \cdot 0.985}{853.22 \cdot 10^3} = 0.362;$$

в) КПД процессов сжатия и расширения

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{p_K^*}{p_H}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_K^*}{T_H} - 1} = \frac{\left(\frac{14.9699}{1.01325}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1}{\frac{683.2}{288.15} - 1} = 0.845;$$

$$\eta_p = \frac{1 - \frac{T_c}{T_\Gamma^*}}{1 - \left(\frac{p_c}{p_K^*}\right)^{\frac{\kappa_\Gamma-1}{\kappa_\Gamma}}} = \frac{1 - \frac{865.7}{1370}}{1 - \left(\frac{2.0572}{14.9699}\right)^{\frac{1.33-1}{1.33}}} = 0.946;$$

г) коэффициент, учитывающий различие физических свойств газа и воздуха

$$\bar{m} = \frac{c_{p\Gamma} \left[1 - \left(\frac{p_H}{p_K^*}\right)^{\frac{\kappa_\Gamma-1}{\kappa_\Gamma}} \right]}{c_{pB} \left[1 - \left(\frac{p_H}{p_K^*}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} = \frac{\frac{1.33}{1.33-1} \cdot 287.5 \cdot \left[1 - \left(\frac{1.01325}{14.9699}\right)^{\frac{1.33-1}{1.33}} \right]}{\frac{1.4}{1.4-1} \cdot 287 \cdot \left[1 - \left(\frac{1.01325}{14.9699}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \right]} = 1.047;$$

д) оптимальная степень повышения давления и максимальная работа цикла

$$\pi_{\Sigma \text{ опт}} = (\bar{m} \Delta \eta_c \eta_p)^{\frac{\kappa}{2(\kappa-1)}} = (1.047 \cdot \frac{1370}{288.15} \cdot 0.845 \cdot 0.946)^{\frac{1.4}{2 \cdot (1.4-1)}} = 11.22;$$

$$L_{ц \text{ max}} = \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_H \frac{(e_{\text{орт}} - 1)^2}{\eta_c} = \frac{1.4}{1.4-1} \cdot 287 \cdot 288.15 \cdot \frac{(11.22^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1)^2}{0.845} = 339217 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

е) степень повышения давления, при которой имеет место максимальная экономичность двигателя ($C_{y \partial \text{ min}}$)

$$\pi_{\eta_{\text{вн}} = \text{max}} = \left[\frac{\bar{m} \Delta \eta_p - \sqrt{\bar{m}^2 \Delta^2 \eta_p^2 - \bar{m} \Delta \eta_p (\bar{m} \Delta \eta_p + 1 - \Delta) (\Delta \eta_c + 1 - \eta_c)}}{\bar{m} \Delta \eta_p + 1 - \Delta} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} =$$

$$= \left(\frac{e}{c} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{2.85977}{0.9645} \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 46.5,$$

где $\Delta = \frac{1370}{288.15} = 4.754468$; $a = 1.047 \cdot 4.754 \cdot 0.946 = 4.709$;

$$\varepsilon = 4.709 - \sqrt{4.709^2 - 4.709 \cdot (4.709 + 1 - 4.754) \cdot (4.754 \cdot 0.845 + 1 - 0.845)} = 2.85977;$$

$$c = 4.709 + 1 - 4.754 = 0.9645;$$

ж) внутренний КПД при $C_{y\partial \min}$:

$$\eta_{\text{вн max}} = \frac{\frac{\kappa}{\kappa-1} R \left(\frac{\varepsilon-1}{\eta_c} \right) \left(\frac{\bar{m} \Delta \eta_c \eta_p}{\varepsilon} - 1 \right)}{\left[0.9 + 10^{-4} T_H \left(2\Delta + 1 + \frac{\varepsilon-1}{\eta_c} \right) \right] \left[\Delta - \left(\frac{\varepsilon-1}{\eta_c} + 1 \right) \right]} =$$

$$= \frac{\frac{1.4}{1.4-1} \cdot 287 \cdot \left(\frac{46.5 \cdot \frac{1.4-1-1}{0.845}}{0.845} \right) \left(\frac{1.047 \cdot 4.754 \cdot 0.845 \cdot 0.946}{46.5 \cdot \frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right)}{\left[0.9 + 10^{-4} \cdot 288.15 \cdot \left(2 \cdot 4.754 + 1 + \frac{46.5 \cdot \frac{1.4-1-1}{0.845}}{0.845} \right) \right] \left(4.754 - \frac{46.5 \cdot \frac{1.4-1-1}{0.845}}{0.845} - 1 \right)} \cdot 10^{-3} = 0.44$$

Таким образом, проектируемый ТРД по своим параметрам рабочего процесса и энергетическим показателями отличается:

- от оптимальной величины степени повышения давления на

$$\frac{15-11.22}{11.22} \cdot 100\% = 33.7\%;$$

- от максимальной работы цикла на $\frac{339217-313230}{313230} \cdot 100\% = 8.3\%$;

- от экономической степени повышения давления в $\frac{46.5-15}{15} = 2.1$ раза;

- от максимального значения внутреннего КПД на

$$\frac{0.44-0.362}{0.362} \cdot 100\% = 21.5\%.$$