

1 Теоретическая часть

ВВЕДЕНИЕ

Газотурбинная установка, как всякий тепловой двигатель, служит для превращения теплоты в работу. При этом рабочее тело совершает определенный термодинамический цикл, состоящий из ряда процессов, осуществляемых в различных узлах ГТУ.

Основными требованиями, предъявляемыми к газотурбинным установкам, являются: высокая топливная экономичность при небольших капитальных затратах, длительный срок службы, надежность, большая единичная мощность, высокая степень автоматизации и маневренность.

Данные свойства устанавливают сферу использования ГТД: авиационные двигатели, стационарные энергетические установки, двигатели для наземного транспорта, судовые двигатели, привод для мощных компрессорных станций и др.

По виду схемы двигателя ГТД делятся на одновальные, одновальные со свободной турбиной, ГТД с двухвальным газогенератором со свободной турбиной.

Газотурбинные двигатели с двухвальным газогенератором и со свободной турбиной отличаются от остальных схем высоким запасом газодинамической устойчивости и возможностью поддержания постоянных оборотов выводного вала в условиях переменной нагрузки. Основной областью применения таких двигателей являются вертолетные ГТД, приводы электрогенераторов, газоперекачивающие агрегаты.

Широкое применение ГТД получили в газотранспортной отрасли в качестве привода для нагнетателей природного газа на магистральных трубопроводах и на технологических станциях.

В данной работе необходимо спроектировать газогенератор высокого давления газотурбинного привода газоперекачивающего агрегата мощностью 6,3 МВт. Прототипом для проектирования послужил двигатель Д-336-1/2-6,3. Данный ГТД выполнен по двухвальной конструктивной схеме.

Основные параметры прототипа:

- 1) эффективная мощность $N_e=6,3$ МВт,
- 2) степень повышения давления в компрессоре $\pi_k^*=15,85$
- 3) температура газа перед турбиной $T_r^*=1280$ К,
- 4) расход воздуха $G_v=31,95$ кг/с,
- 5) частота вращения ротора свободной турбины $n_{ст}=8200$ об/мин.
- 6) $\eta_e = 0,31\%$.

1.1 ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

1.1.1 Обоснование мощности и частоты вращения силовой турбины ГТД

Задачей бакалаврской работы является проектирование газогенератора высокого давления газотурбинного привода газоперекачивающего агрегата.

Тип ГПА: НЦ-6.3В/29-1,7.

Номинальная мощность 6,3 МВт, политропический КПД $\eta_{\pi} = 0,78\%$.

Отношение давлений (степень повышения) $\varepsilon = 1,7$.

Коммерческая производительность $Q=297 \text{ м}^3/\text{с}$.

Номинальная частота вала $n_{\text{ст}}=8200 \text{ об/мин}$.

В работе выбрана безредукторная схема, при этом частота вращения свободной турбины двигателя равна частоте вращения вала нагнетателя:

$$n_{\text{тс}}=n_{\text{н}}=8200 \text{ об/мин.}$$

Такая схема приведена на рисунке 1.1

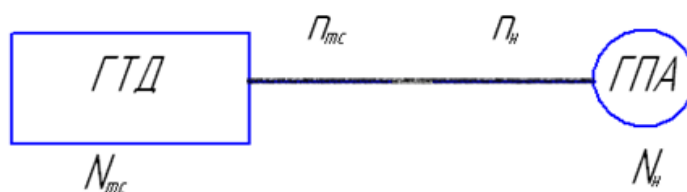


Рисунок 1.1 – Схема трансмиссии

Мощность проектируемого двигателя вычисляется по следующей формуле:

$$N_{\text{тс}} = N_{\text{н}} \cdot K_{\text{зап}} = 6,3 \cdot 1,0936 = 6,89 \text{ МВт,}$$

где $K_{\text{зап}}$ - коэффициент запаса мощности, учитывающий потери мощности в процессе эксплуатации при износе и загрязнений проточной части.

.

1.1.2 Выбор параметров цикла и обоснование КПД элементов ГТД

При проектировании двигателя, расчет ведется на определенном режиме, при котором все размеры и проходные сечения элементов и частоты вращения роторов предполагаются зафиксированными.

Выбору основных параметров двигателя предшествует определение расчетного режима, т.е. режима, при котором необходимо рассчитывать двигатель.

Выбор основных параметров двигателя оказывает сильное влияние на эффективность его работы как силовой установки. Расчёт выполняется для $G_{\text{в}}=1 \text{ кг/с}$. В расчёте вычисляются параметры в характерных сечениях двигателя.

Эти данные в дальнейшем используются для согласования параметров компрессора и турбины, и формирования облика двигателя. Основными требованиями к данному двигателю являются: высокая экономичность (малые значения удельного расхода топлива) и высокая удельная мощность.

В зависимости от назначения и условий, при которых рассчитывается двигатель, выбираются параметры цикла (π_k^* и $T_{г}^*$), а также узлов ($\sigma_{вх}$, η_k , $\sigma_{кс}$, $\eta_{г}$, η_t^* , $\sigma_{рн}$, c_c) и соответствующий им расчетный режим работы. В основу оптимизации параметров закладываются разные критерии (целевые функции): минимум удельного расхода топлива, максимум мощности, обеспечение надежности на чрезвычайных режимах работы и т.п.

Основными параметрами рабочего процесса двигателя при постоянных условиях на входе в ГТД, существенно влияющими на его удельные параметры, является температура газа $T_{г}^*$ и степень повышения давления в компрессоре π_k^* .

Выбор и обоснование параметров производится с учетом рекомендаций пособия.

Увеличение температуры газов перед турбиной позволяет значительно увеличить удельную мощность двигателя и, следовательно, уменьшить габаритные размеры и массу двигателя. Повышение температуры газа перед турбиной улучшает также экономичность двигателя. Для обеспечения надежности работы турбины при высоких значениях температуры газа ($T_{г}^* > 1300 \text{ K}$) необходимо применять охлаждаемые лопатки. Потребное количество охлаждающего воздуха зависит от температуры газа и способа охлаждения турбины, что приводит к снижению удельной мощности и росту удельного расхода топлива. При расчете выбираем несколько значений $T_{г}^*$: 1218, 1268, 1318, 1368, 1418 K.

Стремление получить двигатель с высокими удельными параметрами требует увеличения значения степени повышения давления (π_k^*) в компрессоре. Но значение степени повышения давления ограничивается усложнением конструкции и, следовательно, увеличением массы и габаритов двигателя. Выбор высоких значений π_k^* при проектировании приводит к получению малых высот лопаток последней ступени компрессора и первых ступеней турбины. Это в свою очередь приводит к росту потерь энергии из-за увеличения относительных радиальных зазоров и понижения относительной точности изготовления лопаток. При расчете выбираем несколько значений π_k^* : 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16,17; 17; 18; 18,5; 19; 20; 21; 22; 23; 24.

Величина изоэнтальпического КПД многоступенчатого компрессора по параметрам заторможенного потока зависит от степени повышения давления в компрессоре и КПД его ступеней [1]:

$$\eta_k^* = \frac{\pi_k^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi_k^{*\kappa} \eta_{cm}^* - 1},$$

где η_{cm}^* - среднее значение КПД ступеней компрессора, на расчетном режиме среднее значение КПД ступеней в многоступенчатых осевых компрессорах современных двигателей лежит в пределах $\eta_{cm}^*=0,88...0,9$. Принимаем $\eta_{cm}^*=0,889$.

КПД компрессора может быть представлен как произведение:

$$\eta_k = \eta_k^* \cdot \eta_m'$$

где η_k^* – изэнтропический КПД компрессора по параметрам заторможенного потока,

η_m' – механический КПД компрессора, учитывающий потери в его опорах, $\eta_m'=0,985...0,995$. Принимаем $\eta_m'=0,99$.

Таким образом, получаем зависимость η_k от π_k^* представленную в таблице 1.1.

Таблица 1.1 Зависимость значений η_k от π_k^*

π_k^*	η_k	π_k^*	η_k
6	0,85	18	0,83
7	0,847	18,5	0,829
8	0,845	19	0,828
9	0,843	20	0,827
10	0,841	21	0,826
11	0,839	22	0,825
12	0,837	23	0,824
13	0,836	24	0,823
14	0,834		
15	0,833		
16,17	0,832		
17	0,831		

Охлаждаемые турбины необходимо применять при температуре $T_g^* > 1300$ К. КПД неохлаждаемой турбины принимаем ($\eta_{T\text{неохл}}^* = 0,9...0,92$). Принимаем $\eta_{T\text{неохл}}^* = 0,92$.

Для вычисления КПД охлаждаемых турбин рекомендуется использовать следующую формулу:

$$\eta_T^* = \eta_{T\text{неохл}}^* - 0,0001 \cdot (T_g^* - 1300),$$

где $\eta_{T\text{неохл}}^*$ - КПД неохлаждаемой турбины.

Таким образом, получаем зависимость η_{TK}^* от T_g^* представленную в таблице 1.2.

Таблица 1.2 Зависимость $T_{г}^*$ от η_{TK}^*

Величина	Значение				
$T_{г}^*, K$	1218	1268	1318	1368	1418
η_{TK}^*	0,92	0,92	0,918	0,912	0,905

Входное устройство двигателя является дозвуковым с криволинейным каналом. Коэффициент восстановления полного давления для таких устройств составляет $\sigma_{BX} = 0,97...1,0$. Так как проектируемый приводной ГТД для ГПА, то его эксплуатация ведется в наземных условиях, что требует установки системы сложных каналов подвода воздуха (рабочего тела) к двигателю и установки средств пылезащиты. В связи с такими условиями работы принимаем $\sigma_{BX}=0,97$.

Потери полного давления в камерах сгорания вызываются гидравлическим и тепловым сопротивлением:

$$\sigma_{kc} = \frac{P_c^*}{P_k^*} = \sigma_{гидр} \cdot \sigma_{тепл}.$$

Гидравлическое сопротивление определяется, в основном, потерями в диффузоре, фронтном устройстве, при смешении струй, при повороте потока ($\sigma_{гидр}=0,93...0,98$). Принимаем $\sigma_{гидр}=0,954$.

Тепловое сопротивление возникает вследствие подвода тепла к движущемуся газу. Для основных камер сгорания обычно $\sigma_{тепл}=0,97...0,99$. Принимаем $\sigma_{тепл}=0,98$.

Суммарные потери полного давления в камере сгорания подсчитываются по формуле:

$$\sigma_{kc} = \sigma_{гидр} \cdot \sigma_{тепл} = 0,954 \cdot 0,98 = 0,935.$$

Потери тепла в процессе горения связаны с неполным сгоранием. Они оцениваются коэффициентом полноты сгорания $\eta_{г}$. На расчетном режиме основных камер этот коэффициент достигает значений $\eta_{г}=0,97...0,995$. Принимаем для КС $\eta_{г}=0,99$.

При отсутствии переходного патрубка между турбиной компрессора и силовой турбиной, принимаем $\sigma_{пт} = 1$.

Выходное устройство ГТУ, как правило, выполняют диффузорным. Коэффициент восстановления полного давления обычно составляет $\sigma_{рн}=0,97...0,99$. Принимаем $\sigma_{рн} = 0,97$.

Потери мощности в опорах ротора и отбор мощности на привод вспомогательных агрегатов учитывают $\eta_{м}=0,98...0,9$. Принимаем $\eta_{м}=0,99$.

Скорость истечения газа C_c из ГТУ характеризует потерянную кинетическую энергию на выходе из двигателя, поэтому её целесообразно было бы уменьшать. С другой стороны, при очень малых значениях C_c чрезвычайно сильно растут габариты двигателя из-за большой площади среза выпускного канала. Учитывая эти противоречивые требования, скорость истечения принимаем $C_c = 80$ м/с.

В качестве топлива принимаем природный газ, так как проектируемый двигатель рассчитан на этот вид топлива и будет служить для привода нагнетателя. Низшая теплотворная способность природного газа - $H_u=50500$ кДж/кг; количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания одного килограмма газа $L_0=17,2$ кг_в/кг_г.

Выбираем значение отбора воздуха за компрессором $\Delta \bar{G}_{в.отб.}=0,09$.

Проведен расчет нескольких вариантов с выявлением влияния различных значений π_k^* (при почти значениях T_g^*), на удельные параметры двигателя и дает возможность выбрать оптимальный вариант расчетных параметров. Программа для расчета: GTD.exe [1]. Исходные данные и результаты расчета представлены в таблицах 1.3, 1.6.

По результатам многовариантного термогазодинамического расчета строим графики зависимости $N_{суд}=f(\pi_k^*, T_g^*)$, $C_e = f(\pi_k^*, T_g^*)$ (см. рис 1.2 – 1.3).

Таблица 1.3 – Результаты термогазодинамического расчета на ЭВМ

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 5 1 ДАТА 1, 2, 17
TG= 1218, 1268, 1318, 1368, 1418, ANTK= ,920 ,920 ,918 ,912 ,905
PIK= 6,00 7,00 8,00 9,00 10,00 ANK = ,850 ,847 ,845 ,843 ,841
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: G= 1,00 DGO= ,090 HU= ,5050E+08 LO= 17,20
H= ,00 MH= ,000 CC= 80,0 NTB= ,920 ПВВ=1,000 ТВВ=1,000 NB=1,000
SB= ,970 SK= ,935 NG= ,990 SPT=1,000 SPH= ,970 NM= ,990 NPD=1,000
TH=288,15 THO=288,15 TBO=288,15 PH=101325, PHO=101325, PBO= 98285, VH= ,0

ТГ	ПК	NEU	CE	NK	NTK	КПД
1218,	6,000	192,8	,2819	,8500	,9200	,2529
1218,	7,000	196,9	,2667	,8470	,9200	,2673
1218,	8,000	198,7	,2564	,8450	,9200	,2781
1218,	9,000	198,5	,2492	,8430	,9200	,2860
1218,	10,00	196,9	,2443	,8410	,9200	,2918
1268,	6,000	212,1	,2763	,8500	,9200	,2580
1268,	7,000	217,8	,2609	,8470	,9200	,2733
1268,	8,000	220,8	,2499	,8450	,9200	,2852
1268,	9,000	221,8	,2422	,8430	,9200	,2943
1268,	10,00	221,2	,2367	,8410	,9200	,3012
1318,	6,000	231,0	,2724	,8500	,9180	,2617
1318,	7,000	238,2	,2567	,8470	,9180	,2778
1318,	8,000	242,5	,2455	,8450	,9180	,2904
1318,	9,000	244,5	,2374	,8430	,9180	,3003
1318,	10,00	244,9	,2314	,8410	,9180	,3080
1368,	6,000	249,0	,2698	,8500	,9120	,2642
1368,	7,000	257,6	,2538	,8470	,9120	,2809
1368,	8,000	263,1	,2425	,8450	,9120	,2940
1368,	9,000	266,1	,2341	,8430	,9120	,3045
1368,	10,00	267,4	,2278	,8410	,9120	,3129

Продолжение таблицы 1,3

1418,	6,000	266,9	,2684	,8500	,9050	,2656
1418,	7,000	276,9	,2523	,8470	,9050	,2825
1418,	8,000	283,5	,2407	,8450	,9050	,2962
1418,	9,000	287,5	,2321	,8430	,9050	,3072
1418,	10,00	289,7	,2256	,8410	,9050	,3161

Таблица 1.4 – Результаты термогазодинамического расчета на ЭВМ

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 5 1 ДАТА 1, 2,17
 TG= 1218, 1268, 1318, 1368, 1418, ANTK= ,920 ,920 ,918 ,912 ,905
 PK= 11,00 12,00 13,00 14,00 15,00 ANK = ,839 ,837 ,836 ,834 ,833
 ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД
 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: G= 1,00 DGO= ,090 HU= ,5050E+08 LO= 17,20
 H= ,00 MH= ,000 CC= 80,0 NTB= ,920 ПБВ=1,000 ТВВ=1,000 NB=1,000
 SB= ,970 SK= ,935 NG= ,990 SPT=1,000 SPH= ,970 NM= ,990 НРД=1,000
 TH=288,15 ТНО=288,15 ТВО=288,15 PH=101325, PHO=101325, PBO= 98285, VH= ,0

ТГ	ПК	NEY	CE	NK	NTK	КПД
1218,	11,00	194,4	,2409	,8390	,9200	,2960
1218,	12,00	191,0	,2388	,8370	,9200	,2985
1218,	13,00	187,6	,2373	,8360	,9200	,3004
1218,	14,00	183,3	,2371	,8340	,9200	,3007
1218,	15,00	179,1	,2370	,8330	,9200	,3008
1268,	11,00	219,6	,2327	,8390	,9200	,3064
1268,	12,00	217,0	,2298	,8370	,9200	,3102
1268,	13,00	214,3	,2276	,8360	,9200	,3133
1268,	14,00	210,7	,2263	,8340	,9200	,3150
1268,	15,00	207,1	,2254	,8330	,9200	,3163
1318,	11,00	244,1	,2269	,8390	,9180	,3141
1318,	12,00	242,4	,2236	,8370	,9180	,3188
1318,	13,00	240,4	,2208	,8360	,9180	,3229
1318,	14,00	237,3	,2190	,8340	,9180	,3255
1318,	15,00	234,4	,2175	,8330	,9180	,3277
1368,	11,00	267,4	,2230	,8390	,9120	,3197
1368,	12,00	266,3	,2193	,8370	,9120	,3250
1368,	13,00	264,9	,2162	,8360	,9120	,3297
1368,	14,00	262,5	,2141	,8340	,9120	,3330
1368,	15,00	260,0	,2122	,8330	,9120	,3360
1418,	11,00	290,4	,2205	,8390	,9050	,3233
1418,	12,00	290,0	,2166	,8370	,9050	,3292
1418,	13,00	289,3	,2133	,8360	,9050	,3342
1418,	14,00	287,4	,2109	,8340	,9050	,3380
1418,	15,00	285,5	,2088	,8330	,9050	,3415

Таблица 1.5 – Результаты термогазодинамического расчета на ЭВМ

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 5 1 ДАТА 1, 2,17
 TG= 1218, 1268, 1318, 1368, 1418, ANTK= ,920 ,920 ,918 ,912 ,905
 PIK= 16,17 17,00 18,00 18,50 19,00 ANK = ,832 ,831 ,830 ,829 ,828
 ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД
 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: G= 1,00 DGO= ,090 HU= ,5050E+08 LO= 17,20
 H= ,00 MH= ,000 CC= 80,0 NTB= ,920 ПВВ=1,000 ТВВ=1,000 NB=1,000
 SB= ,970 SK= ,935 NG= ,990 SPT=1,000 SPH= ,970 NM= ,990 NPD=1,000
 TH=288,15 THO=288,15 TBO=288,15 PH=101325, PHO=101325, PBO= 98285, VH= ,0

ТГ	ПК	NEУ	СЕ	NK	NTK	КПД
1218,	16,17	173,9	,2377	,8320	,9200	,2999
1218,	17,00	170,0	,2388	,8310	,9200	,2985
1218,	18,00	165,2	,2405	,8300	,9200	,2964
1218,	18,50	162,4	,2419	,8290	,9200	,2947
1218,	19,00	159,6	,2434	,8280	,9200	,2929
1268,	16,17	202,6	,2249	,8320	,9200	,3170
1268,	17,00	199,1	,2251	,8310	,9200	,3167
1268,	18,00	194,8	,2255	,8300	,9200	,3161
1268,	18,50	192,3	,2262	,8290	,9200	,3152
1268,	19,00	189,8	,2269	,8280	,9200	,3141
1318,	16,17	230,5	,2163	,8320	,9180	,3296
1318,	17,00	227,5	,2158	,8310	,9180	,3303
1318,	18,00	223,6	,2156	,8300	,9180	,3307
1318,	18,50	221,4	,2158	,8290	,9180	,3304
1318,	19,00	219,0	,2160	,8280	,9180	,3300
1368,	16,17	256,8	,2105	,8320	,9120	,3386
1368,	17,00	254,1	,2098	,8310	,9120	,3397
1368,	18,00	250,7	,2091	,8300	,9120	,3409
1368,	18,50	248,6	,2091	,8290	,9120	,3409
1368,	19,00	246,5	,2091	,8280	,9120	,3409
1418,	16,17	282,8	,2068	,8320	,9050	,3448
1418,	17,00	280,5	,2058	,8310	,9050	,3465
1418,	18,00	277,5	,2048	,8300	,9050	,3482
1418,	18,50	275,6	,2045	,8290	,9050	,3486
1418,	19,00	273,7	,2043	,8280	,9050	,3489

Таблица 1.6 – Результаты термогазодинамического расчета на ЭВМ

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 5 1 ДАТА 1.2.17
 TG= 1218. 1268. 1318. 1368. 1418. ANTK= .920 .920 .918 .912 .905
 PIK= 21.00 22.00 23.00 24.00 25.00 ANK = .827 .826 .825 .824 .823
 ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД
 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: G= 1.00 DGO=.090 HU= .5050E+08 LO= 17.20
 H= .00 MH= .000 CC= 80.0 NTB= .920 ПВВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000
 SB= .970 SK= .935 NG= .990 SPT=1.000 SPH= .970 NM= .990 NPD=1.000
 TH=288.15 THO=288.15 TBO=288.15 PH=101325. PHO=101325. PBO= 98285. VH= .0

ТГ	ПК	NEU	CE	NK	NTK	КПД
1218.	21.00	150.1	.2485	.8270	.9200	.2869
1218.	22.00	144.9	.2522	.8260	.9200	.2827
1218.	23.00	139.6	.2565	.8250	.9200	.2780
1218.	24.00	134.3	.2613	.8240	.9200	.2728
1218.	25.00	129.0	.2667	.8230	.9200	.2673
1268.	21.00	181.1	.2292	.8270	.9200	.3110
1268.	22.00	176.3	.2311	.8260	.9200	.3085
1268.	23.00	171.5	.2334	.8250	.9200	.3055
1268.	24.00	166.6	.2359	.8240	.9200	.3021
1268.	25.00	161.7	.2389	.8230	.9200	.2984
1318.	21.00	211.2	.2166	.8270	.9180	.3292
1318.	22.00	206.8	.2174	.8260	.9180	.3278
1318.	23.00	202.3	.2186	.8250	.9180	.3262
1318.	24.00	197.8	.2199	.8240	.9180	.3241
1318.	25.00	193.2	.2215	.8230	.9180	.3218
1368.	21.00	239.4	.2087	.8270	.9120	.3416
1368.	22.00	235.3	.2090	.8260	.9120	.3410
1368.	23.00	231.2	.2097	.8250	.9120	.3400
1368.	24.00	227.0	.2104	.8240	.9120	.3388
1368.	25.00	222.6	.2113	.8230	.9120	.3373
1418.	21.00	267.3	.2034	.8270	.9050	.3505
1418.	22.00	263.6	.2033	.8260	.9050	.3506
1418.	23.00	259.7	.2035	.8250	.9050	.3503
1418.	24.00	255.8	.2038	.8240	.9050	.3498
1418.	25.00	251.7	.2043	.8230	.9050	.3490

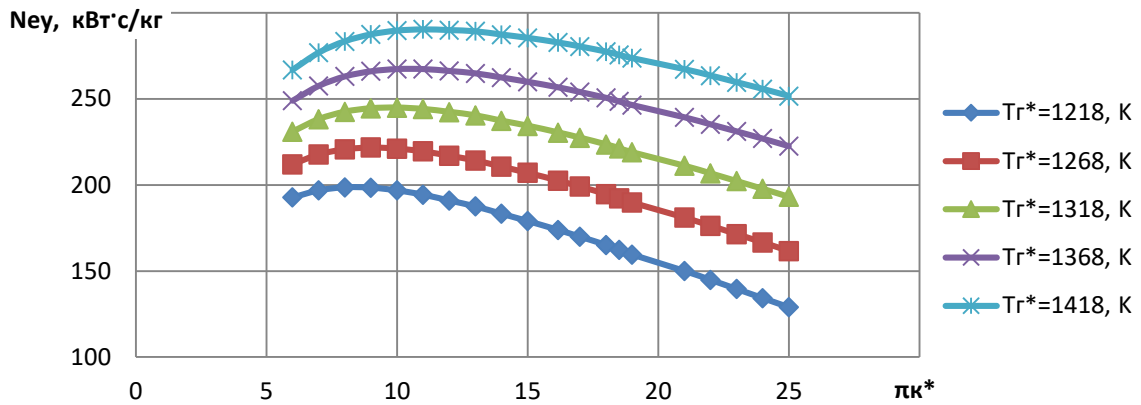


Рисунок 1.2 – Зависимость удельной мощности от параметров рабочего процесса

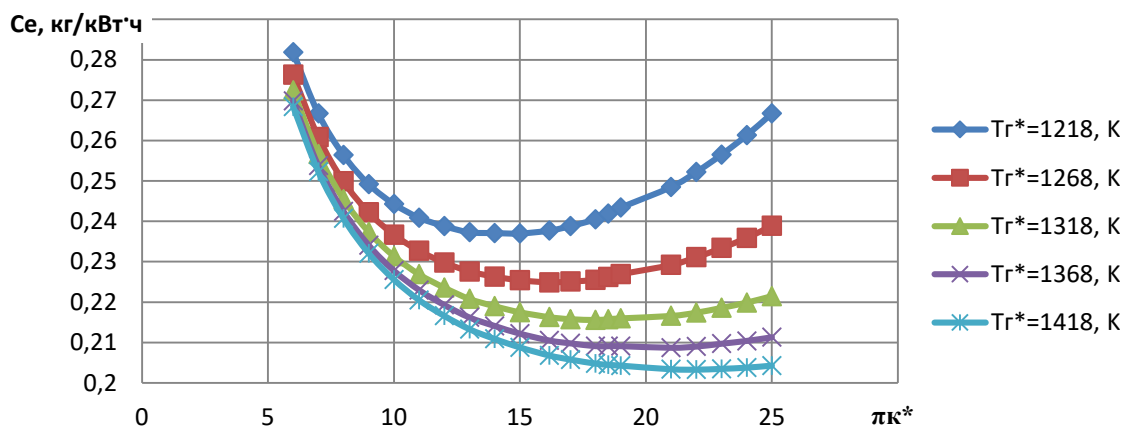


Рисунок 1.3 - Зависимость удельного расхода топлива от параметров рабочего процесса

Учитывая тип охлаждения и материалы, используемые при изготовлении лопаток турбины двигателя прототипа, выбираем $T_{\gamma}^* = 1318$ К. Поскольку большие значения T_{γ}^* требует применение более сложного охлаждения лопаточных венцов, а меньшие – снизят экономичность ГТД.

Анализируя графики зависимостей основных параметров от параметров рабочего процесса можно определиться с выбором π_k^* .

Из рисунков 1.2, 1.3 видно, что при выбранном $T_{\gamma}^* = 1318$ К минимальное значение удельного расхода топлива соответствует $\pi_{k \text{ эк}}^* = 18$, а максимальная удельная мощность соответствует $\pi_{k \text{ опт}}^* = 10$. В качестве расчётного параметра выбираем $\pi_{k \text{ р}}^* = 16,17$. В диапазоне $\pi_{k \text{ опт}}^* \dots \pi_{k \text{ р}}^* = 10 \dots 16,17$ Се уд существенно уменьшается (увеличивается η_e) при незначительном уменьшении Ne уд. Дальнейшее увеличение $\pi_k^* > \pi_{k \text{ р}}^*$ нецелесообразно, т.к. приводит к существенному уменьшению Ne уд и, следовательно, к увеличению габаритов двигателя. При этом на участке $\pi_{k \text{ р}}^* \dots \pi_{k \text{ эк}}^* = 16,17 \dots 18$ градиент падения Се уд мал.

1.1.3 Термогазодинамический расчёт двигателя.

Целью термогазодинамического расчета двигателя является определение основных удельных параметров ($N_{\text{уд}}$ - удельной мощности, C_e - удельного расхода топлива) и КПД. Расчёт выполняется для $G_B=1\text{кг/с}$. В расчёте вычисляются параметры в характерных сечениях двигателя.

Расчет выполняется с помощью методического пособия [1].

В таблице 1.7 представлены результаты термогазодинамического расчета двигателя в расчетной точке $T_r^*=1318$, $\pi_k^*=16,17$.

Таблица 1.7 - Результаты термогазодинамического расчета

```
ТГДР ГТД-Р NT= 1 1 1 1          ДАТА 1.2.17
TG= 1318. 1250. 1300. 1350. 1400. ANTK= .918 .910 .900 .890 .895
PIK= 16.17 10.00 10.50 11.00 11.50 ANK = .832 .864 .864 .863 .862
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: G= 1.00 DGO= .090 HU= .5050E+08 LO= 17.20
H= .00 MH= .000 CC= 80.0 NTB= .920 ПВВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000
SB= .970 SK= .935 NG= .990 SPT=1.000 SPH= .970 NM= .990 НПД=1.000
TH=288.15 ТНО=288.15 ТВО=288.15 PH=101325. PHO=101325. PBO= 98285. VH= .0
СХЕМА ПЕЧАТИ: NEY NE CE QT АКC GT FC LC
              ТК ТТК ТТ РК РГ РТК РТ РС
              NK NTK LK LTK LTB ПТК ПТВ ПТ
              КПД LCB NP CPG КГ РГ
              CPB KB RB
TG=1318.0 ПК=16.170 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 738.8
230.5 230.5 .2163 .1522E-01 3.820 49.86 .2609E-01 .1628
688.2 933.2 738.8 .1589E+07 .1486E+07 .3060E+06 .1060E+06 .1029E+06
.8320 .9180 .4175E+06 .4564E+06 .2305E+06 4.856 2.885 14.01
.3296 .2600E+06 .8991 1186. 1.320 287.3
1033. 1.385 287.0
```

В результате термогазодинамического расчета двигателя получили следующие параметры: удельная мощность $N_{\text{уд}}=230,5$ кВт·с/кг на 16,8 % выше, чем у прототипа ($N_{\text{уд}}=197,18$ кВт·с/кг), удельный расход топлива $C_e=0,2163$ кг/кВтч меньше чем у прототипа на 6,29 % ($C_e=0,2299$ кг/кВтч). а эффективный КПД $\eta_e=32,96$ %. выше на 6,3 %, чем у прототипа ($\eta_e=31\%$).

$$N_{e_{\text{удпрот}}} = \frac{Ne}{G_B} = \frac{6300}{31,95} = 197,18 \left(\frac{\text{кВт} \cdot \text{с}}{\text{кг}} \right)$$

Определили давление и температуру заторможенного потока в характерных сечениях.

Расход воздуха определили по формуле:

$$G_B = \frac{Ne}{N_{e_{\text{уд}}}} = \frac{6890}{230,5} = 29,89 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

1.2 СОГЛАСОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ

1.2.1 Выбор и обоснование исходных данных для согласования.

Формирование облика проточной части ГТУ является одним из наиболее важных начальных этапов проектирования двигателя, непосредственно следующим за выполнением теплового расчета и предшествующим газодинамическим расчетам элементов проточной части, частоты вращения роторов и числу ступеней каскадов лопаточных машин.

Увязка параметров турбокомпрессора позволяет обеспечить оптимальные геометрические и газодинамические соотношения, определяющие облик двигателя в расчётных сечениях, обеспечить нормальную загрузку ступеней турбины и допустимые напряжения в лопатках турбины.

Проектируемый двигатель состоит из двухвального газогенератора и свободной турбины. Исходными данными для расчета являются: полезная мощность на валу двигателя, геометрические соотношения двигателя-прототипа, значения осевых скоростей в основных сечениях двигателя и окружные скорости на периферии рабочих колес первых ступеней каскадов компрессора, количество ступеней каскадов компрессора и турбин, термогазодинамический расчет двигателя на выбранном режиме. Эффективная мощность двигателя $N_e=6890\text{кВт}$.

Относительный втулочный диаметр \bar{d}_H на выходе из компрессора высокого давления не должен превысить значения 0,92 по той причине, что дальнейшее увеличение \bar{d}_H связано с ограничениями минимального размера лопаток последних ступеней. Уменьшение размера лопаток приводит к значительным трудностям в получении приемлемых значений КПД компрессора, вследствие, возрастания влияния радиальных зазоров, а также уменьшение числа Рейнольдса и роста потерь при обтекании лопаток малого размера. Поэтому высоту лопатки, на выходе из компрессора высокого давления, ограничивают величинами 12...20мм.

Методика увязки параметров компрессоров и турбин основана на подробном анализе геометрических соотношений и параметров двигателя-прототипа, применений уравнений связи компрессора и турбин (балансы расходов, мощностей, частот вращения), оценке свойств проточных частей проектируемых турбин и компрессоров. При согласовании основных узлов двигателя, в первую очередь учитываются факторы, обеспечивающие максимально возможный уровень КПД узлов и достаточные запасы устойчивой работы компрессоров во всем диапазоне их работы. Кроме этого, придаётся большое значение вопросам получения приемлемого числа ступеней компрессоров и турбин, повышенного ресурса и минимальной массы узлов.

Согласование параметров компрессора и турбины проводится на ЭВМ с помощью программы Slgt2.exe, и согласно инструкциям, изложенным в методическом пособии [2].

В проектируемом двигателе компрессор низкого давления (КНД) имеет проточную часть с постоянным средним диаметром; компрессор высокого

давления (КВД) – с постоянным наружным диаметром; турбина высокого давления (ТВД)– с постоянным втулочным диаметром; турбина низкого давления (ТНД) – с постоянным втулочным; свободная турбина – с постоянным средним диаметром.

Также для счёта требуются некоторые геометрические соотношения двигателя-прототипа:

- $D_{сртвд}/D_{кквд} = 1,2$ - отношение среднего диаметра ТВД на выходе к наружному диаметру КВД на входе;
- $D_{сртнд}/D_{ккнд} = 1,05$ - отношение среднего диаметра ТНД на выходе к наружному диаметру КНД на входе;
- $D_{ср\text{ тс}}/D_{ккнд} = 1,05$ - отношение среднего диаметра свободной турбины на выходе к наружному диаметру КНД на входе.

1.2.2 Расчет параметров турбокомпрессора.

Результаты согласования параметров приведены в таблице 1.8. Облик проточной части двигателя изображён на рисунке 1.4.

Таблица 1.8 – Результаты согласования параметров

Формирование облика ГГ и ТС ГТД-2-1 (КВД – ОК или ОЦК)

Исходные данные:

Neуд= 230.5	Се = .2163	КПДк= .8320	КПДтк= .9180
Lк = 417470.	Lтк*= 456450.	Lтс*= 230540.	КПДтс= .9200
Срг =1186.1	Кг =1.3197	Срв =1033.0	Кв =1.3847
Ne = 6890.	Gв = 29.89		
dov = .650	Dсртн/Dк =1.050	Dсртс/Dк =1.050	
dovo= .918	D1цс/Dкко=1.000	D2цс/Dко =1.000	
	D4цс/D2цс=1.000	Dсртв/Dко=1.200	
Lкн/Lк = .375	КПДкн* = .870	Сркнв = .990	
Lок/Lкв=1.000	КПДок* = .868	Сркоц =1.000	
Mзтс =3.055	Сртвн = .990	Сртнс =1.000	
Uк = 330.0	Uквд = 370.0		

Результаты расчета:

* КНД *	Кф = 2	Zк = 6.	
Lк*= 154986.	Пик*= 3.838	КПД*= .8700	Uк = 330.0
Dк = .6092	dob = .6500	dok = .8494	Hзс= .2603
	ннд =10345.		
* ОК ВД *	Кф = 1	Zк = 7.	
Lк*= 258310.	Пик*= 4.256	КПД*= .8681	Uк = 370.0
Dк = .4884	dob = .8100	dok = .9180	Hзс= .2695
	нвд =14470.		
* ТВД *	Кф = 3	Zт = 1.	
Lт*= 285281.	Пит*= 2.496	КПД*= .9180	(h/D) г= .0661
Uср= 439.4	Mz = 1.478	Dср = .5860	(h/D) т= .0855
Sp = 165.0	Tw* =1158.9		
* ТНД *	Кф = 3	Zт = 1.	
Lт*= 171169.	Пит*= 1.965	КПД*= .8874	(h/D) г= .0801
Uср= 340.3	Mz = 1.478	Dср = .6397	(h/D) т= .1129
Sp = 130.7	Tw* = 982.0		
* ТС *	Кф = 2	Zт = 2.	
Lт*= 230540.	Пит*= 2.885	КПД*= .9200	(h/D) г= .1129
Uср= 274.7	Mz = 3.055	Dср = .6397	(h/D) т= .2400
Sp = 181.1	Tw* = 770.6	нтс = 8201.	

Продолжение таблицы 1.8

Сечение\Параметр:	T*	P*	C	C/акр	F
:	K	Па	м/с	---	кв.м
В - В	288.	98285.	170.0	.5486	.1684
К КНД - К КНД	438.	377176.	160.0	.4187	.0671
В КВД - В КВД	438.	373404.	170.0	.4448	.0644
К - К	688.	1589300.	130.0	.2714	.0295
Г - Г	1318.	1486000.	112.9	.1720	.0683
Т ТВД - Т ТВД	1077.	595239.	175.0	.2949	.0922
Г ТНД - Г ТНД	1077.	589286.	170.0	.2864	.0957
Т ТНД - Т ТНД	933.	306000.	190.0	.3440	.1451
Г ТС - Г ТС	933.	306000.	190.0	.3440	.1451
Т - Т	739.	106050.	210.0	.4273	.3085

	Dн1	Dср1	Dвт1	Dн2	Dср2	Dвт2	Zст
КНД	.6092	.5138	.3960	.5538	.5138	.4704	6.
ОК ВД	.4884	.4444	.3956	.4884	.4688	.4483	7.
ТВД	.6117	.5738	.5359	.6361	.5860	.5359	1.
ТНД	.6663	.6169	.5675	.7119	.6397	.5675	1.
ТС	.7119	.6397	.5675	.7932	.6397	.4862	2.

М 1: 15.0

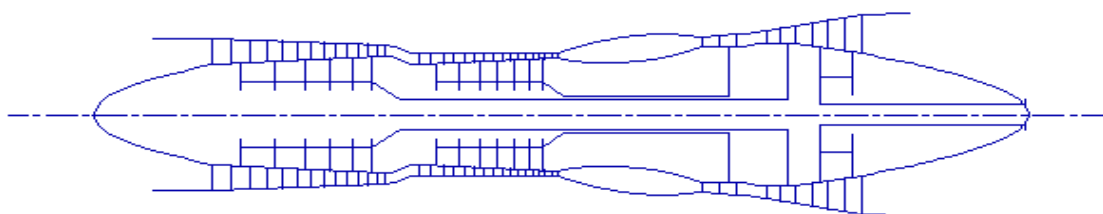


Рисунок 1.4 - Схема проточной части двигателя

В результате расчета был сформирован «облик» двигателя. Выбрана конструктивно сложная схема ГТД с двухвальным газогенератором и свободной двухступенчатой турбиной. Такая схема обеспечивает приемлемые значения параметров на нерасчетных режимах.

КНД имеет форму проточной части с постоянным средним диаметром, с 6 ступенями, значение КПД $\eta_{КНД}^* = 0,87$, коэффициент затраченного напора $\bar{H}_{ЗКНД} = 0,2603$.

КВД - с постоянным наружным диаметром, с 7 ступенями, КПД $\eta_{КВД}^* = 0,8681$, коэффициент затраченного напора $\bar{H}_{ЗКВД} = 0,2695$.

Относительный диаметр втулки на выходе из последней ступени КВД $\bar{d}_к = 0,918$, что не превышает допустимого $\bar{d}_{к доп} = 0,92$.

Турбина высокого давления, средненагруженная ($\mu_z = 1,478$), имеет одну ступень, значение $\eta_{ТВД}^* = 0,918$, обеспечивается условие $(h/D)_г = 0,066 > 0,065$.

Турбина низкого давления, средненагруженная ($\mu_z = 1,478$), имеет одну ступень, значение $\eta_{ТНД}^* = 0,8874$.

Свободная турбина средненагруженная ($\mu_z = 3,055$), имеет две ступени, значение $\eta_{ТВ}^* = 0,92$, обеспечивается условие $(h/D)_т = 0,24 < 0,25$.

Также рассчитаны значения: T^* , P^* , C в основных сечениях двигателя и площади этих сечений.

1.3 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА

В современных ГТД для осуществления процесса сжатия используются в основном многоступенчатые компрессоры. Это обусловлено их высокими КПД и возможностью изменения производительности и напорности этих компрессоров в очень широких пределах за счет изменения числа ступеней и их диаметральных размеров.

Предварительный газодинамический расчет осевого компрессора обычно представляет собой последовательный расчет всех его ступеней на среднем радиусе. При этом предполагается, что параметры потока на среднем радиусе ступени соответствуют осредненным параметрам ступени по высоте лопатки. Для улучшения этого соответствия в качестве среднего радиуса принимают среднегеометрический радиус ступени [4].

Проектируемый компрессор двухкаскадный. Состоит из компрессора низкого и высокого давления. Такая конструкция выбрана для повышения газодинамической устойчивости, для достижения максимально эффективной загрузки всех его ступеней, улучшения приемистости и др.

Исходные данные для расчета взяты из результатов этапа формирования облика проточной части турбокомпрессора.

Форма проточной части: для КНД – $D_{cp} = \text{const}$, а для КВД – $D_k = \text{const}$. Между каскадами низкого и высокого давления находится переходник, гидравлические потери в котором оценивают ($\sigma_{нв} = 0,99$). Число ступеней в КНД – 6, КВД – 7. Из результатов формирования облика для КНД \bar{H}_z $_{cp} = 0,2603$, КВД \bar{H}_z $_{cp} = 0,2695$. Изменение коэффициента затраченного напора \bar{H}_z по ступеням каждого каскада принимаем таким, чтобы наиболее загруженные были средние ступени, а к входу и выходу из компрессора значение \bar{H}_z уменьшалось (рисунок 1.6). Такое распределение выбрано из-за низкого КПД первых ступеней, обусловленного большой неравномерностью потока, а также из-за высокого уровня потерь на последних ступенях, вызванных увеличением относительного радиального зазора из-за малой высоты лопаток. Первые две ступени обычно разгружают для повышения запаса устойчивой работы на нерасчетных режимах.

Распределение КПД ($\eta_{ст}$) по ступеням каждого каскада проводится таким образом, чтобы максимум находился на средних ступенях, а приближаясь к первым и последним ступеням его значение уменьшалось (рисунок 1.7).

Расходная составляющая скорости уменьшается от входа к выходу для уменьшения концевых потерь в последних ступенях, и для того, чтобы иметь умеренные скорости на входе в камеру сгорания (рисунок 1.6). Во избежание падения КПД снижение C_a в пределах ступени не должно превышать 10...15 м/с.

Для получения максимальных окружных скоростей на среднем диаметре каждой ступени, при условии удовлетворительного течения по всей высоте лопатки, распределения степени реактивности от первой до последних ступеней каскада необходимо выбирать в пределах 0,50...0,75. Степень реактивности на ступенях каскада низкого давления и каскада высокого

давления увеличивается от входа к выходу (рисунок 1.7). Это приводит к приближению угла выхода потока из каскада компрессора к осевому направлению, а также уменьшает потери в переходнике между каскадами и на входе в камеру сгорания.

Исходные данные и результаты расчета представлены в таблицах 1.9, 1.10., изменения параметров по ступеням компрессора приведены на рисунках 1.6, 1.7, 1.8, треугольники скоростей на рисунках 1.9, 1.10, 1.11.

Таблица 1.9 - Исходные данные для газодинамического расчета компрессора.

15 03 17									
2	2	1	6	13	1				
288.00	98285.0	1.385	287.00						
29.89	16.170	03.838	330.00	370.00	130.00				
.6500	0.8650	.9900	.9850	0.9900	1.0200	0.0000			
170.00	175.00	177.00	175.00	170.00	163.00	170.00	173.00	174.00	172.00
168.00	161.00	149.00	136.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00
27.45	27.39	26.56	25.71	24.59	23.29	34.79	36.80	38.25	38.58
38.11	36.78	35.00	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00
.8500	.8810	.8960	.8950	.8850	.8593	.8679	.8882	.8979	.9028
.9028	.8979	.8879	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
.5500	.5800	.6200	.6600	.7000	.7400	.5000	.5300	.5600	.5900
.6200	.6500	.6800	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000

Таблица 1.10 - Результаты газодинамического расчета компрессора

ГДР МОК							
Дата 15. 3.17							
Nк= 2 Kф1= 2 Kф2= 1 z1= 6 zk= 13 Kr= 1							
Пк=16.170 Пк1= 3.838 G= 29.89 n1= 10060.7 n2= 14054.4 k= 1.38 R= 287.00							
ТВ=288.00 РВ= 98285.0 P1o= 97302.1 Sвa= .990 Sвa= .985 Sвв= .990 m= .00							
Nст	Дк	Дср	Двт	Дот	КПД	Mw1	Mc2
1	.6264	.5283	.4072	.6500	.8584	.8063	.7300
2	.6072	.5283	.4353	.7169	.8901	.7989	.6889
3	.5936	.5283	.4538	.7645	.9061	.7908	.6382
4	.5840	.5283	.4660	.7980	.9062	.7784	.5866
5	.5773	.5283	.4743	.8216	.8974	.7635	.5346
6	.5727	.5283	.4798	.8379	.8731	.7485	.4910
7	.5028	.4570	.4061	.8076	.8646	.6910	.6771
8	.5028	.4650	.4240	.8432	.8849	.6994	.6464
9	.5028	.4713	.4376	.8704	.8945	.7014	.6103
10	.5028	.4760	.4476	.8902	.8992	.6956	.5692
11	.5028	.4794	.4549	.9048	.8989	.6865	.5257
12	.5028	.4818	.4599	.9147	.8936	.6735	.4782
13	.5028	.4830	.4624	.9197	.8832	.6567	.4254
Nст	C1a	C2a	C1u	C2u	C1	C2	Ук
1	170.0	172.5	75.32	175.2	185.9	245.8	330.0
2	175.0	176.0	66.47	167.3	187.2	242.8	319.9
3	177.0	176.0	56.26	155.3	185.7	234.7	312.7
4	175.0	172.5	46.11	143.1	181.0	224.2	307.6
5	170.0	166.5	36.49	130.5	173.9	211.5	304.1
6	163.0	162.3	27.27	117.4	165.3	200.3	301.7
7	170.0	171.5	111.7	222.7	203.4	281.1	370.0
8	173.0	173.5	101.4	218.9	200.5	279.3	370.0
9	174.0	173.0	91.37	212.8	196.5	274.3	370.0
10	172.0	170.0	82.43	204.1	190.7	265.6	370.0
11	168.0	164.5	74.07	193.6	183.6	254.1	370.0
12	161.0	155.0	66.48	181.5	174.2	238.7	370.0
13	149.0	139.5	59.04	168.4	160.3	218.7	370.0

Продолжение таблицы 1.10

N _{CT}	Hz	R _K	a11	a12	be1	be1л	be2
1	.2745E+05	.5500	66.10	44.56	39.95	39.95	59.12
2	.2739E+05	.5800	69.20	46.45	39.56	39.56	57.76
3	.2656E+05	.6200	72.37	48.58	38.56	38.56	55.04
4	.2571E+05	.6600	75.24	50.31	37.00	37.00	51.92
5	.2459E+05	.7000	77.88	51.91	35.11	35.11	48.40
6	.2329E+05	.7400	80.50	54.10	33.00	33.00	45.25
7	.3479E+05	.5000	56.69	37.60	37.12	37.12	55.79
8	.3680E+05	.5300	59.62	38.40	35.69	35.69	54.09
9	.3825E+05	.5600	62.30	39.10	34.25	34.25	51.89
10	.3858E+05	.5900	64.39	39.80	32.71	32.71	49.06
11	.3811E+05	.6200	66.21	40.35	31.08	31.08	45.78
12	.3678E+05	.6500	67.56	40.50	29.20	29.20	41.78
13	.3500E+05	.6800	68.38	39.63	26.69	26.69	36.72
N _{CT}	П _{CT}	Н _{TK}	С _{ак}	К _g	К _н	U1	U2
1	1.316	.2551	.5152	1.020	.9880	278.3	278.3
2	1.297	.2743	.5471	1.022	.9760	278.3	278.3
3	1.268	.2818	.5661	1.024	.9640	278.3	278.3
4	1.240	.2854	.5689	1.026	.9520	278.3	278.3
5	1.211	.2828	.5590	1.028	.9400	278.3	278.3
6	1.181	.2757	.5403	1.031	.9280	278.3	278.3
7	1.261	.2774	.4595	1.033	.9160	336.3	339.3
8	1.262	.2974	.4676	1.035	.9040	342.2	344.5
9	1.256	.3104	.4703	1.037	.9000	346.8	348.6
10	1.240	.3131	.4649	1.039	.9000	350.3	351.6
11	1.221	.3093	.4541	1.041	.9000	352.8	353.7
12	1.198	.2985	.4351	1.043	.9000	354.6	355.0
13	1.175	.2841	.4027	1.046	.9000	355.5	355.5
N _{CT}	T2o	T1	T2	P2o	P3o	P1	P2
1	314.6	271.3	285.3	.1313E+06	.1293E+06	.7844E+05	.9239E+05
2	341.1	297.6	312.6	.1703E+06	.1678E+06	.1059E+06	.1244E+06
3	366.8	324.4	340.2	.2160E+06	.2128E+06	.1400E+06	.1647E+06
4	391.7	351.0	367.4	.2678E+06	.2638E+06	.1815E+06	.2126E+06
5	415.6	377.1	393.9	.3242E+06	.3193E+06	.2300E+06	.2674E+06
6	438.1	402.3	418.7	.3830E+06	.3772E+06	.2843E+06	.3253E+06
7	471.8	418.1	433.6	.4779E+06	.4708E+06	.3156E+06	.3526E+06
8	507.5	452.3	469.7	.6032E+06	.5942E+06	.4045E+06	.4567E+06
9	544.5	488.8	508.1	.7574E+06	.7460E+06	.5191E+06	.5903E+06
10	581.9	526.9	547.7	.9394E+06	.9253E+06	.6628E+06	.7557E+06
11	618.8	565.5	587.5	.1147E+07	.1130E+07	.8353E+06	.9517E+06
12	654.4	604.1	626.8	.1374E+07	.1353E+07	.1036E+07	.1176E+07
13	688.3	642.0	665.1	.1613E+07	.1589E+07	.1263E+07	.1427E+07
	Д _{КК}	Д _{СК}	Д _{ВК}	Д _{ОК}	Т _К	Р _К	С _К
	.5682	.5283	.4851	.8538	425.5	.3395E+06	161.5
	.5028	.4829	.4621	.9191	680.1	.1522E+07	130.0
П _К = 16.170 КПД = .8401 L _К =413300.							
П _{К1} = 3.838 КПД1= .8697 L _{К1} =154990.							
П _{К2} = 4.256 КПД2= .8680 L _{К2} =258310.							

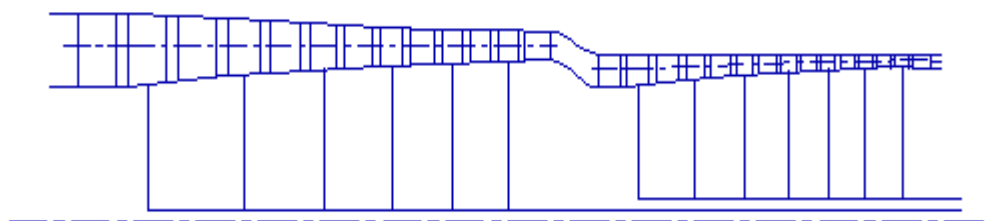


Рисунок 1.5 – Схема проточной части компрессора

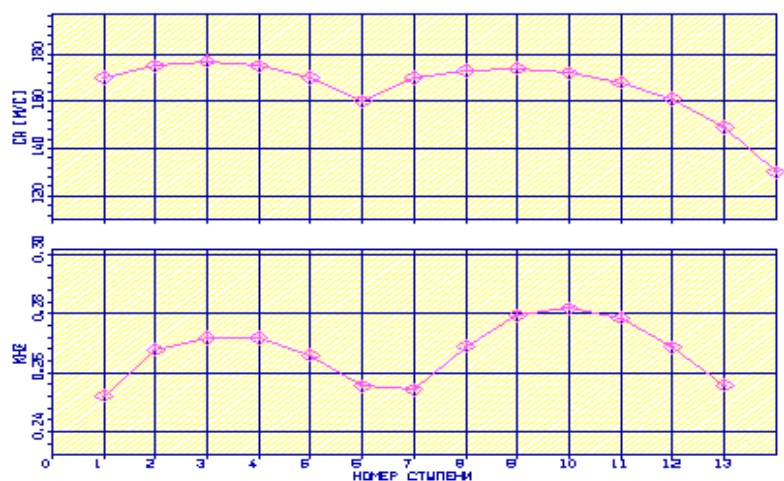


Рисунок 1.6 – График изменения расходной скорости в рабочее колесо ступени (C_a) и затраченный напор ступени (\bar{H}_z) по ступеням компрессора

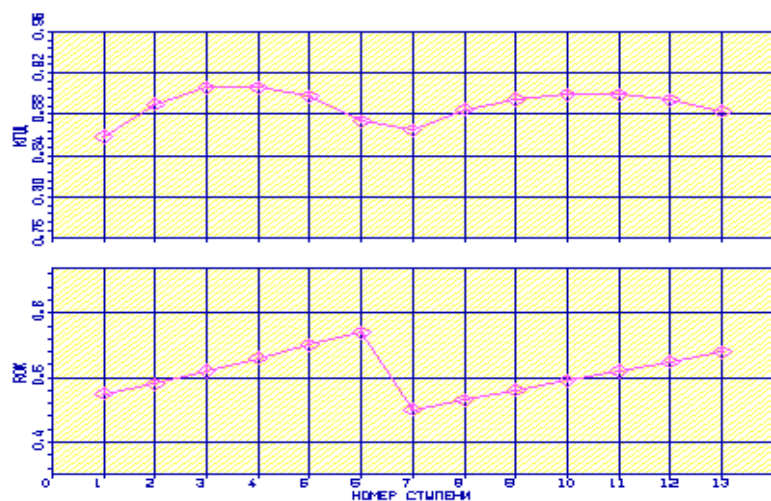


Рисунок 1.7 – Изменение КПД и степени реактивности по ступеням компрессора

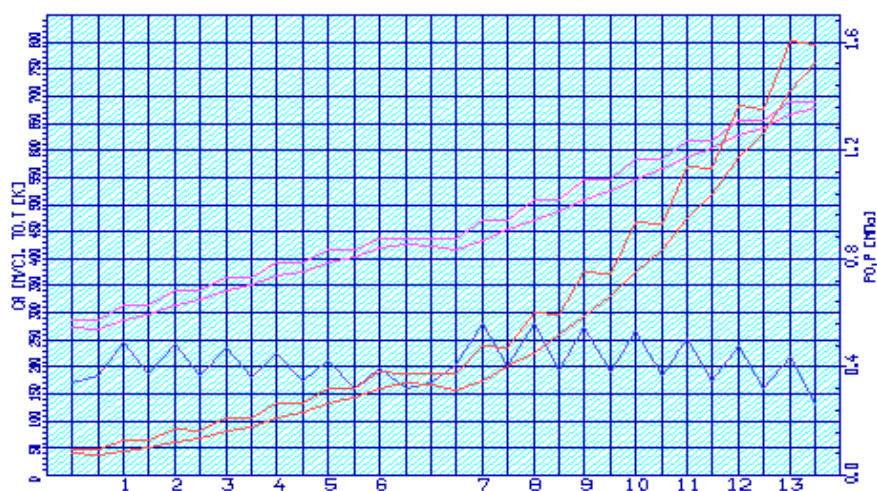
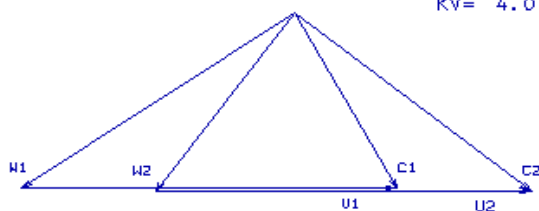


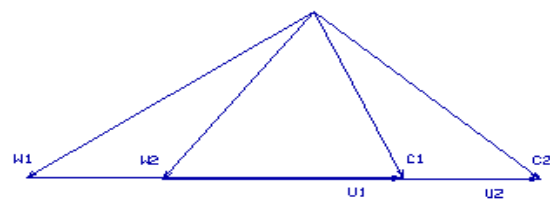
Рисунок 1.8 – График изменения параметров P , P^* , T , T^* С по тракту компрессора

Cm. 1

KV= 4.0 м/(с*мм) Cm. 2

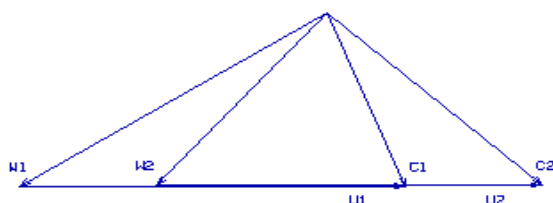


U1= 278.3 м/с U2= 278.3 м/с
 C1= 185.9 м/с C2= 245.8 м/с
 W1= 264.8 м/с W2= 201.0 м/с
 ALFA1=66.1 эр ALFA2=44.5 эр
 BETA1=39.9 эр BETA2=59.1 эр



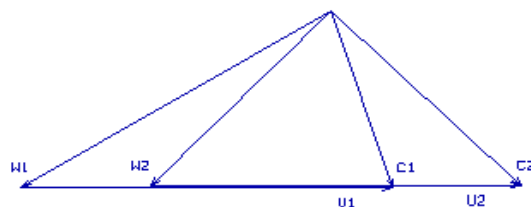
U1= 278.3 м/с U2= 278.3 м/с
 C1= 187.2 м/с C2= 242.8 м/с
 W1= 274.8 м/с W2= 208.1 м/с
 ALFA1=69.2 эр ALFA2=46.5 эр
 BETA1=39.6 эр BETA2=57.8 эр

Cm. 3



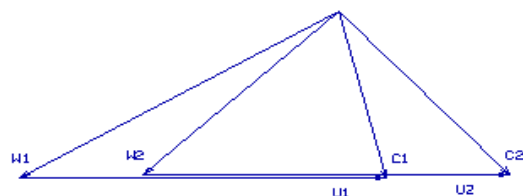
U1= 278.3 м/с U2= 278.3 м/с
 C1= 185.7 м/с C2= 234.7 м/с
 W1= 284.0 м/с W2= 214.7 м/с
 ALFA1=72.4 эр ALFA2=48.6 эр
 BETA1=36.6 эр BETA2=55.0 эр

Cm. 4



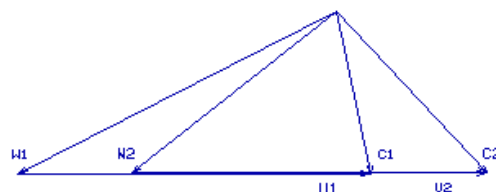
U1= 278.3 м/с U2= 278.3 м/с
 C1= 181.0 м/с C2= 224.2 м/с
 W1= 290.8 м/с W2= 219.2 м/с
 ALFA1=75.2 эр ALFA2=50.3 эр
 BETA1=37.0 эр BETA2=51.9 эр

Cm. 5



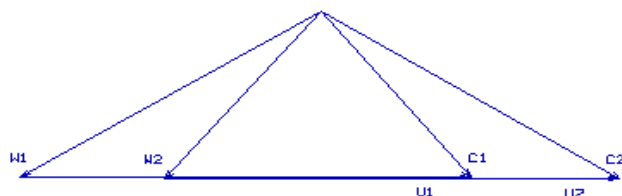
U1= 278.3 м/с U2= 278.3 м/с
 C1= 173.9 м/с C2= 211.5 м/с
 W1= 295.6 м/с W2= 222.6 м/с
 ALFA1=77.9 эр ALFA2=51.9 эр
 BETA1=35.1 эр BETA2=48.4 эр

Cm. 6



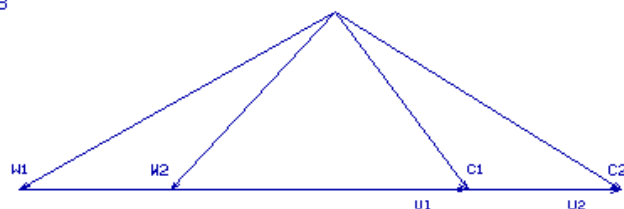
U1= 278.3 м/с U2= 278.3 м/с
 C1= 165.3 м/с C2= 200.3 м/с
 W1= 299.3 м/с W2= 228.5 м/с
 ALFA1=80.5 эр ALFA2=54.1 эр
 BETA1=33.0 эр BETA2=45.2 эр

Cm. 7



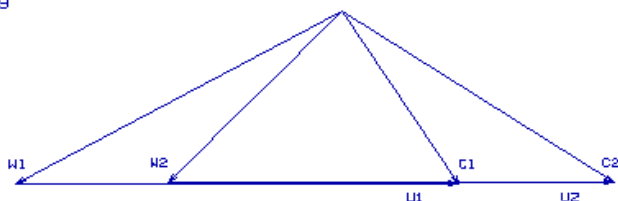
U1= 336.3 м/с U2= 339.3 м/с
 C1= 203.4 м/с C2= 281.1 м/с
 W1= 281.7 м/с W2= 207.4 м/с
 ALFA1=56.7 эр ALFA2=37.6 эр
 BETA1=37.1 эр BETA2=55.8 эр

Cm. 8



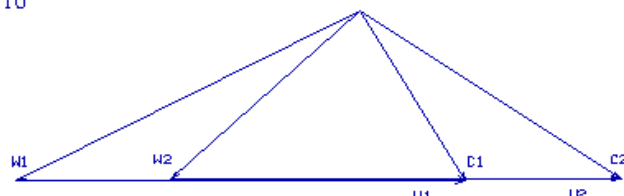
U1= 342.2 м/с U2= 344.5 м/с
 C1= 200.5 м/с C2= 279.3 м/с
 W1= 296.5 м/с W2= 214.2 м/с
 ALFA1=59.6 эр ALFA2=38.4 эр
 BETA1=35.7 эр BETA2=54.1 эр

Cm. 9



U1= 346.8 м/с U2= 348.6 м/с
 C1= 196.5 м/с C2= 274.3 м/с
 W1= 309.1 м/с W2= 219.9 м/с
 ALFA1=62.3 эр ALFA2=39.1 эр
 BETA1=34.3 эр BETA2=51.9 эр

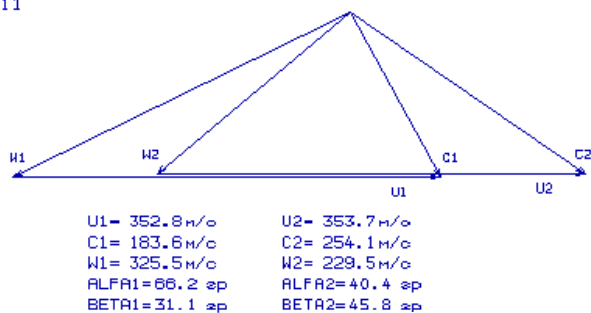
Cm. 10



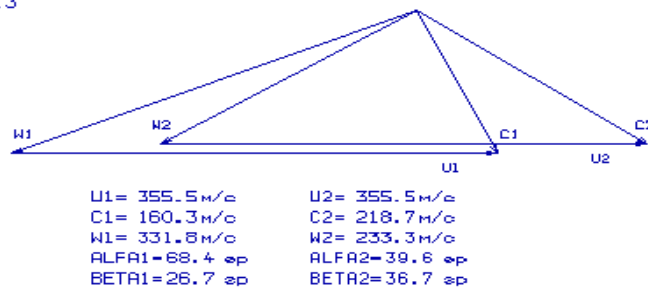
U1= 350.3 м/с U2= 351.5 м/с
 C1= 190.7 м/с C2= 265.6 м/с
 W1= 318.3 м/с W2= 225.1 м/с
 ALFA1=64.4 эр ALFA2=39.8 эр
 BETA1=32.7 эр BETA2=49.1 эр

Рисунок 1. 9 - Треугольник скоростей 1 и 10 ступени осевого компрессора

См. 11



См. 13



См. 12

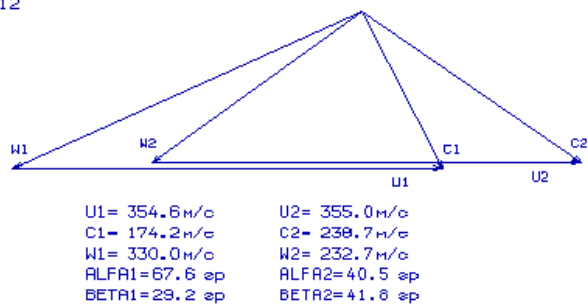


Рисунок 1. 10 Треугольники скоростей ступеней (3-12) осевого компрессора

В результате расчёта компрессора на ЭВМ стали известны геометрические параметры лопаточных венцов на среднем радиусе и параметры проточной части компрессора, значения P , P^* , T , T^* на среднем радиусе каждой из ступеней, а также работа и степень повышения давления каждой ступени. Из расчета многоступенчатого осевого компрессора видно, что были обеспечены следующие условия: угол потока в относительном движении на входе в рабочие колесо $\beta_{li} = 26,69 \text{ град} > \beta_{lmped} = 25 \text{ град}$. (уменьшение угла нежелательно, так как оно приводит к падению КПД ступени); обеспечено значение коэффициента расхода на выходе из КВД $\bar{Ca} = 0,4027 > 0,4$, так как в противном случае увеличиваются потери в решётках ступени; числа Маха на первой ступени ($M_{1w} = 0,8063$), не превышают 0,85, что исключает появление волновых потерь.

1.4 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТУРБИНЫ

Газовая турбина в ГТУ – один из основных агрегатов. В ней энергия нагретого движущегося газа превращается в механическую работу на валу. Процесс расширения газа в многоступенчатой турбине состоит из ряда последовательно протекающих процессов расширения в ее ступенях.

Расчет турбины на номинальном режиме проводится для определения основных параметров рабочего тела, которые обеспечат заданную мощность и наибольший КПД турбины. КПД турбины зависит от потерь энергии, которые можно подразделить на гидравлические, тепловые и механические. В высокотемпературных турбинах с интенсивным охлаждением весьма существенны тепловые потери.

Современное развитие теории и методик проектирования осевых газовых турбин достигло высокого уровня, что позволяет с большой надёжностью определить параметры турбины на расчётном режиме с учётом всех видов

потерь механической энергии в её проточной части. Одним из основных средств повышения мощности ГТД является повышение температуры газа перед турбиной (T_r^*), но её повышение значительно снижает ресурс и надежность турбины без применения специальных методов охлаждения лопаток и дисков турбин, а также новых материалов более устойчивых к высоким температурам.

В данной работе производится расчёт турбины на среднем диаметре. В результате расчёта получаем значения основных газодинамических параметров по ступеням. Выполняем графические построения распределения параметров и построение проточной части турбины.

Исходными данными являются величины, полученные на основе рекомендаций, изложенных в методическом пособии [5], а также полученные в результате термогазодинамического расчёта ГТД и согласования параметров компрессора и турбины двигателя.

1.4.1 Выбор исходных данных

Определим расход газа через турбину:

$$G_2 = G_0 \cdot (1 + q_m - \Delta \bar{G}_{omb}) = 29,89 \cdot (1 + 0,01522 - 0,09) = 27,655 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Для обеспечения требуемой мощности на валу турбины количество отбираемого от компрессора воздуха было уменьшено с 9% до 8,85%. Расход газа при этом составил $G_2 = 27,7 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Мощность турбины компрессора $N_{\text{тк}}$ определяется мощностью осевого компрессора, а мощность свободной турбины определяется мощностью, потребляемой нагнетателем.

$$N_{\text{твд}} = \frac{N_{\text{квд}}}{\eta_{\text{мвд}}} = \frac{L_{\text{квд}}^* \cdot G_{\text{в}}}{\eta_{\text{мвд}}} = \frac{258,310 \cdot 29,89}{0,99} = 7798,9 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{тнд}} = \frac{N_{\text{кнд}}}{\eta_{\text{мнд}}} = \frac{L_{\text{кнд}}^* \cdot G_{\text{в}}}{\eta_{\text{мнд}}} = \frac{154,990 \cdot 29,89}{0,99} = 4679,4 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{тс}} = 6890 \text{ кВт}.$$

Так как силовая турбина имеет две ступени:

$$N_{\text{тс1}} = 3820 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{тс2}} = 3070 \text{ кВт}.$$

При этом мощность турбины силовой распределяю по ступеням так, чтобы коэффициент нагрузки последней ступени не превышал 1,5, иначе трудно

обеспечить выход потока из ступени, близкий к осевому. Остальные данные сведены в таблице. 1.11.

Частоты вращения каскадов турбины:

1) $n_{ВД} = 14054,4 \text{ об/мин}$;

2) $n_{НД} = 10060,7 \text{ об/мин}$;

3) $n_{СТ} = 8200 \text{ об/мин}$.

Таблица 1.11 - Исходные данные для расчета турбины

18 03 17									
4 2 106000.									
27.70	1318.	1486000.	700.00	.000	0.600	.850	.850	.062	.100
7798.9	4679.4	3820.0	3070.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0		
14054.4	10060.7	8200.0	8200.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0		
.3000	.3200	.3300	.3310	.0000	.0000	.0000	.0000		
.5950	.6450	.6550	.6550	.0000	.0000	.0000	.0000	Dcp1	
.6250	.6555	.6550	.6550	.0000	.0000	.0000	.0000	Dcp2	
.0390	.0590	.0845	.1240	.0000	.0000	.0000	.0000	h1	
.0450	.0647	.0990	.1435	.0000	.0000	.0000	.0000	h2	
.1500	.1300	.1300	.1300	.0000	.0000	.0000	.0000		
.2000	.1400	.1400	.1400	.0000	.0000	.0000	.0000		
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
.0180	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
.0060	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000					

1.4.2 Расчет турбины на среднем радиусе

Результаты расчета представлены в таблице 1.12. Схема проточной части турбины двигателя представлена на рисунке 1.15. Распределение параметров на рисунке 1.16, 1.17. Треугольники скоростей рисунке 1.18, 1.19.

Таблица 1.12 - Результаты газодинамического расчета турбины

ГДР ГТ	Дата 18. 3.17						
Исходные данные:							
4 2 106000.							
27.70	1318.	.1486E+07	700.0	.0000	.6000	.8500	
.8500	.6200E-01	.1000					
Kг=1.318	Rг= 290.0	Сгг=1202.1					
Схема печати:							
D1c	D2c	h1	h2	Cmc	Cmp	n	
Мст	Lc*	Πi*	Πi	КПД	Rc	R1c	T1w*
U1	C1	C1a	C1u	alf1	be1	L1	Lw1
U2	C2	C2a	C2u	alf2	be2	L2	Lw2
T1	T1*	P1	P1*	T2	T2*	P2	P2*
G1	G2	sca	bca	alfu	tca	fi	Zca
Pu	Pa	spk	bpk	beu	tpk	psi	Zpk
Тлса	Тлрк	Scум					
Nст= 1							
.595	.625	.390E-01	.450E-01	.150	.200	.141E+05	
.780E+04	.277E+06	2.50	2.63	.884	.300	.218	.117E+04
438.	636.	166.	614.	15.1	43.3	.968	.390
460.	176.	176.	-12.7	85.9	20.4	.296	.811
.114E+04	.131E+04	.771E+06	.136E+07	.107E+04	.108E+04	.564E+06	.593E+06
28.2	28.4	.357E-01	.587E-01	37.4	.479E-01	.935	39
.177E+05	.603E+04	.260E-01	.298E-01	61.1	.231E-01	.960	85
.110E+04	.104E+04	179.					

Продолжение таблицы 4.2

NCT= 2							
.645	.655	.590E-01	.647E-01	.130	.140	.101E+05	
.468E+04	.165E+06	1.86	2.00	.913	.320	.208	996.
340.	497.	179.	464.	21.1	55.3	.833	.380
345.	193.	193.	-17.1	84.9	28.0	.347	.716
976.	.108E+04	.375E+06	.568E+06	927.	943.	.297E+06	.319E+06
28.4	28.4	.384E-01	.618E-01	38.5	.520E-01	.954	39
.136E+05	.484E+04	.273E-01	.325E-01	57.3	.298E-01	.964	69
.108E+04	946.	141.					
NCT= 3							
.655	.655	.845E-01	.990E-01	.130	.140	.820E+04	
.382E+04	.135E+06	1.78	1.95	.914	.330	.175	879.
281.	458.	197.	413.	25.5	56.1	.821	.441
281.	211.	201.	-61.9	72.9	30.4	.402	.739
855.	943.	.206E+06	.307E+06	813.	832.	.163E+06	.179E+06
28.4	28.4	.387E-01	.605E-01	39.7	.479E-01	.961	43
.135E+05	.241E+04	.273E-01	.319E-01	58.7	.282E-01	.967	73
943.	829.	132.					
NCT= 4							
.655	.655	.124	.144	.130	.140	.820E+04	
.307E+04	.108E+06	1.69	1.87	.915	.331	.100	779.
281.	419.	206.	365.	29.5	68.0	.800	.439
281.	212.	211.	-18.2	85.1	35.2	.428	.723
759.	832.	.119E+06	.174E+06	723.	742.	.955E+05	.106E+06
28.4	28.4	.380E-01	.526E-01	46.3	.388E-01	.965	53
.109E+05	.194E+04	.273E-01	.341E-01	53.1	.282E-01	.969	73
832.	729.	193.					
Tr*=1318.0 Pr*= .1486E+07 Cr= 97.7 Tr=1314.0 Pr= .1468E+07							
D1c= .595 h1= .0390							

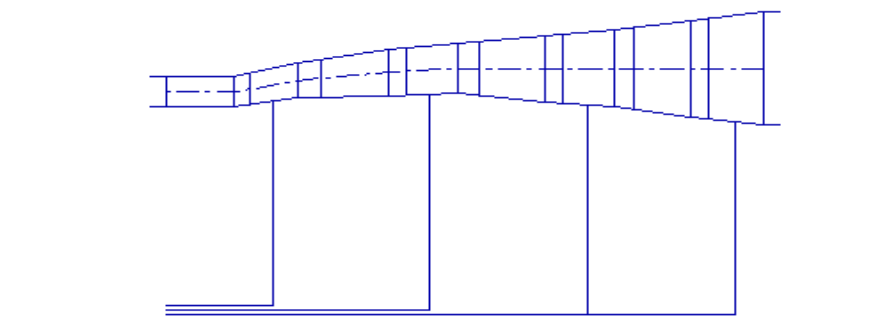


Рисунок. 1.11 - Схема проточной части турбины

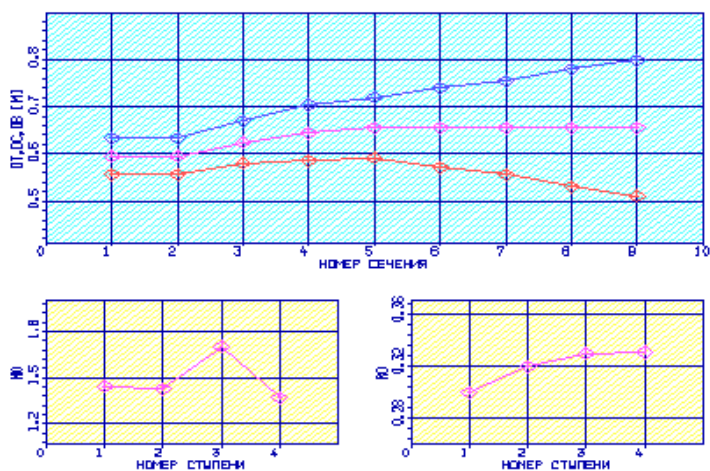


Рисунок. 1.12 – Изменения параметров по ступеням турбины

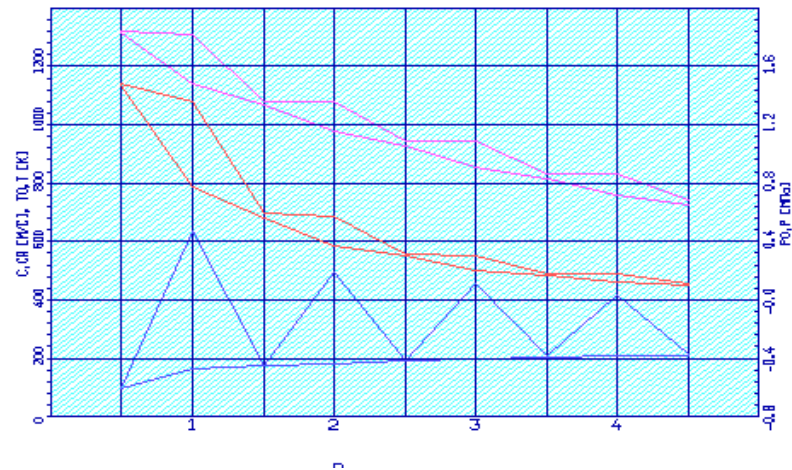


Рисунок 1.13 - Распределение C, C_a, T^*, T, P^* и P по ступеням турбины

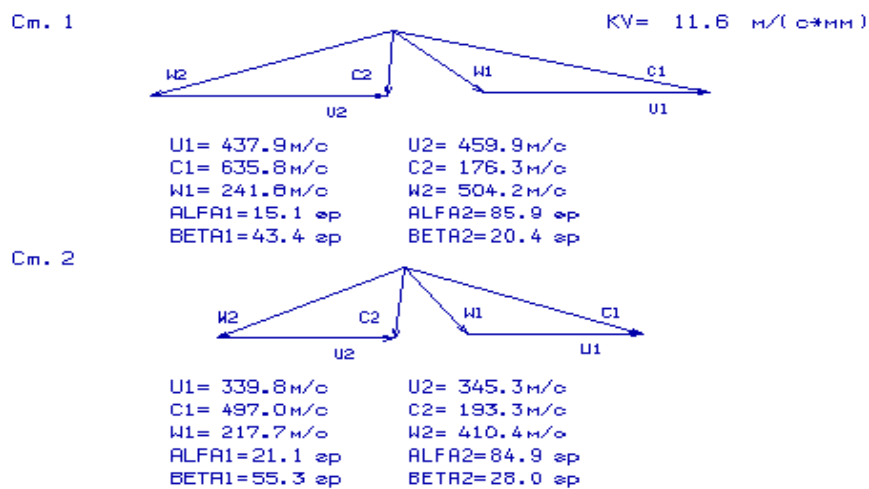


Рисунок 1.14 – Треугольники скоростей ТВД и ТНД

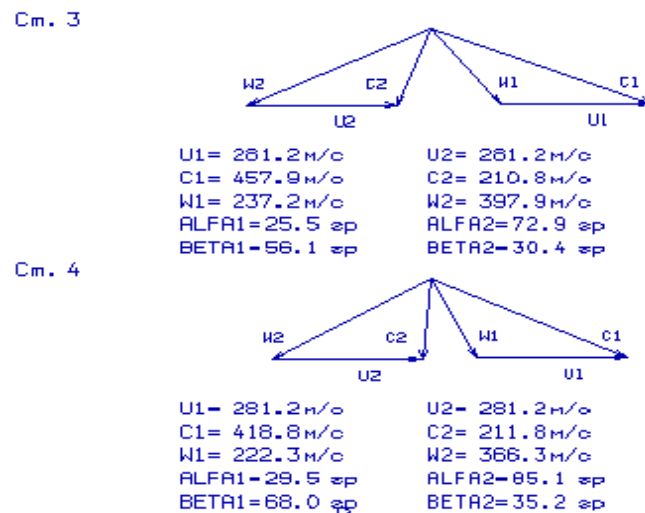


Рисунок 1.15 – Треугольники скоростей ТС

В результате газодинамического расчёта турбины определены параметры потока вдоль проточной части на среднем радиусе. Анализ результатов показал, что:

- было обеспечено необходимое охлаждение лопаток СА и РК турбины высокого давления и СА турбины низкого давления;

- на входе в РК ТВД был получен угол $\alpha_1=15,1$ град, отвечающий требованию - $\alpha_1>14$ град.;

- угол выхода потока газа из турбины $\alpha_2= 85,9$ град., из ТС $\alpha_2= 85,1$ град., т.е. направления потока близки к осевым;

- на всех ступенях турбины были получены КПД:

$$\eta_{ТВД}^* = 0,884, \eta_{ТНД}^* = 0,913, \eta_{ТС1}^* = 0,914, \eta_{ТС2}^* = 0,915;$$

- коэффициенты загрузки ступеней находятся на допустимом уровне:

$$\mu_{зТВД}=1,43; \mu_{зТНД}=1,415; \mu_{зТС1}=1,69; \mu_{зТС2}=1,363.$$

- характерное изменение основных параметров (С, Р, Р*, Т, Т*) вдоль проточной части соответствует типовому характеру для газовых осевых турбин;

- степень реактивности ступеней турбины во втулочных сечениях имеет положительные значения:

$$\rho_{срТВД} = 0,218; \rho_{срТНД} = 0,208; \rho_{срТС1} = 0,175; \rho_{срТС2} = 0,1.$$

- частота вращения вала силовой турбины равна частоте вращения нагрузки $n_{ТС} = 8200$ об/мин.

Для получения приемлемых результатов расчета геометрические размеры, полученные в процессе согласования компрессора и турбины, были уточнены с учетом габаритов и формы проточной части двигателя-прототипа.

1.5 ПРОФИЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

1.5.1 Газодинамический расчет ступени компрессора по радиусу

Исходными данными для профилирования рабочей лопатки компрессора является газодинамический и кинематические параметры профилируемой ступени на среднем радиусе, получаемые в результате газодинамического расчета многоступенчатого осевого компрессора.

$$\begin{aligned}\pi_{CT}^* &= \frac{\pi_{cm}^*}{\sigma_{BHA}} = \frac{1,261}{0,99} = 1,2737; & P_1^* &= P_3^* \cdot \sigma_{пер} \cdot \sigma_{BHA} = 377200 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 369693,72 \text{ Па}; \\ \bar{H}_{ТВТ} &= 0,257; & \eta_{cm}^* &= 0,8646; & \sigma_{HA} &= 0,985; \\ \bar{d}_{1BT} &= 0,8076; & \bar{d}_{2BT} &= 0,825; & D_{1K} &= 0,5028 \text{ м}; \\ C_{1a} &= 170 \text{ м/с}; & C_{1ucp} &= 111,7 \text{ м/с}; & U_K &= 370 \text{ м/с}; \\ K_H &= 0,9160; & T_1^* &= 438,1 \text{ К} = 0,9160 \bar{D}_2 = 1;\end{aligned}$$

Исходными данными для профилирования рабочей лопатки компрессора является газодинамический и кинематические параметры профилируемой ступени на среднем радиусе, получаемые в результате газодинамического расчета многоступенчатого осевого компрессора.

Профилирование лопаток является одним из основных этапов проектирования осевого компрессора. Процесс профилирования происходит по радиусу колеса. Реальное течение воздуха в компрессоре является пространственным, и периодически не установившемся течением вязкого сжимаемого тела. Для получения инженерных результатов реальное течение обычно рассматривается как установившееся, оссимметричное (без радиальных составляющих скорости при движении по соосным цилиндрическим поверхностям), при постоянстве гидравлических потерь по радиусу.

Одним из распространенных типов ступеней с предварительной закруткой, возрастающей от втулки к периферии при постоянном значении L_u , является так называемая ступень с постоянной степенью реактивности.

Для получения более высокой окружной скорости в ступени осевого компрессора при обеспечении дозвукового обтекания лопаток применим закон закрутки $\rho_K = \text{const}$, при заданном H_T . Закон постоянства степени реактивности обеспечивает значительно более благоприятное распределение предварительной закрутки и менее сильное изменение числа M_{w1} по радиусу. При этом осевая составляющая скорости воздуха перед колесом в степени уменьшается к периферии и увеличивается к основанию лопаток.

Ступени с постоянной степенью реактивности находят широкое применение в качестве первых ступеней дозвуковых осевых компрессоров.

Проектирование элементов проточной части компрессора для получения высоких КПД должно выполняться с учётом изменений параметров газа по

высоте лопатки. При этом допустимо применять постоянные полные давления и температуры воздуха перед ступенью компрессора в радиальном и окружном направлениях. Рассчитывая ступень компрессора вполне достаточно определить параметры потока и треугольники скоростей в пяти сечениях.

Для достижения высоких КПД ступени необходимо установить взаимосвязь кинематических параметров потока в элементах ступени, расположенных на различных радиусах, т.е. рассчитать поток в решетках по радиусу.[6]

Результаты газодинамического расчета ступени занесены в таблицу 1.11. Решетки профилей лопатки изображены на рисунке 1.24. Профили рабочего колеса компрессора в пяти сечениях изображены на рисунке 1.25.

Таблица 1.11 – Результаты газодинамического расчета ступени компрессора.

```

ГДР СТ.ОК          ДАТА 21. 5.17
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ
M= 1  KR= 4  КГ= 1.380  RG= 287.00
1.274   370.00   .257   .865   .985   1.000   .807   .825
.000   170.00  438.10  369694. 111.70   .503   .916
.967   1.046      A= .508   B=-.145   D= .000
ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СТ. ОК
PI1=1.271  PI2=1.274  HZ1=35995.  HZ2=36400.  T01=472.64  T02=473.02
P01= 467389.  P02= 468612.
( GB= 29.863  ROK= .4920  НТО= .2903  WC= 14048.6 )

```

Таблица 1

N	U	CU	CA	T0	T	P0	P
ROTH	RO	C	W	LC	LW	AL	BE
11	370.00	134.27	142.99	438.10	419.64	369694.	314598.
1.0000	2.6121	196.15	275.70	.5137	.7076	46.800	31.240
12	351.62	122.13	158.86	438.10	418.84	369694.	312415.
.9503	2.5990	200.38	279.11	.5247	.7163	52.447	34.692
13	333.85	110.09	171.55	438.10	418.17	369694.	310601.
.9023	2.5880	203.84	281.95	.5338	.7235	57.310	37.477
14	316.27	97.85	182.06	438.10	417.61	369694.	309090.
.8548	2.5789	206.69	284.34	.5413	.7296	61.742	39.812
15	298.59	85.15	190.87	438.10	417.14	369694.	307848.
.8070	2.5714	209.01	286.34	.5474	.7346	65.958	41.806
*	*	*	*	*	*	*	*
21	370.00	241.67	123.56	473.02	437.68	475748.	358842.
1.0000	2.8567	271.43	178.14	.6841	.4588	27.078	43.915
22	351.74	234.83	155.30	472.95	434.93	475515.	350735.
.9506	2.8098	281.53	194.39	.7096	.5006	33.478	53.026
23	335.51	227.00	179.65	472.73	432.53	474817.	343835.
.9068	2.7698	289.49	209.88	.7298	.5401	38.359	58.868
24	320.28	218.37	199.75	472.37	430.35	473655.	337708.
.8656	2.7342	295.94	224.24	.7464	.5766	42.450	62.968
25	305.57	208.91	216.97	471.86	428.34	472032.	332169.
.8259	2.7020	301.19	237.53	.7600	.6101	46.084	65.986
*	*	*	*	*	*	*	*
81	370.00	134.27	142.99	438.10	419.64	369694.	314598.
1.0000	2.6121	196.15	275.70	.5137	.7076	46.800	31.240
82	351.74	122.21	158.76	438.10	418.84	369694.	312429.
.9506	2.5991	200.35	279.09	.5247	.7162	52.413	34.671
83	335.51	111.23	170.46	438.10	418.23	369694.	310759.
.9068	2.5890	203.54	281.70	.5330	.7229	56.874	37.235
84	320.28	100.68	179.82	438.10	417.73	369694.	309410.
.8656	2.5808	206.08	283.83	.5397	.7283	60.756	39.312
85	305.57	90.22	187.59	438.10	417.31	369694.	308305.
.8259	2.5742	208.15	285.60	.5451	.7327	64.316	41.058

Изменение параметров потока по высоте лопатки отображены в рисунках 1.16 – 1.18. Треугольники скоростей на различных радиусах ступени изображены на рисунке 1.19

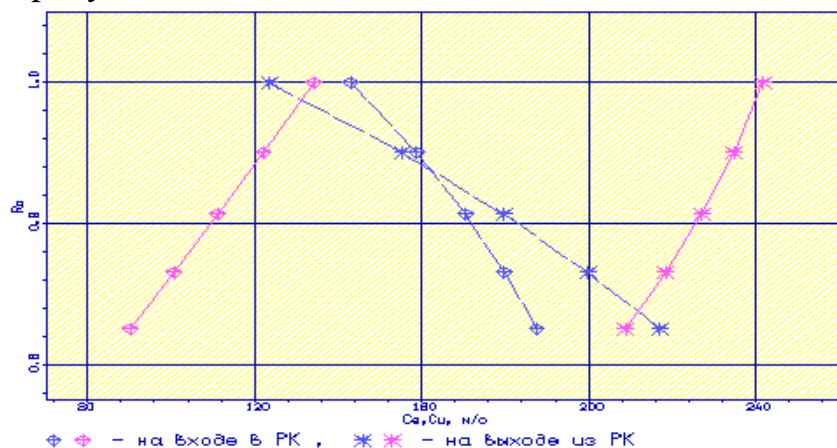


Рисунок 1.16 – Изменение осевой и окружной составляющих скорости по радиусу лопатки РК

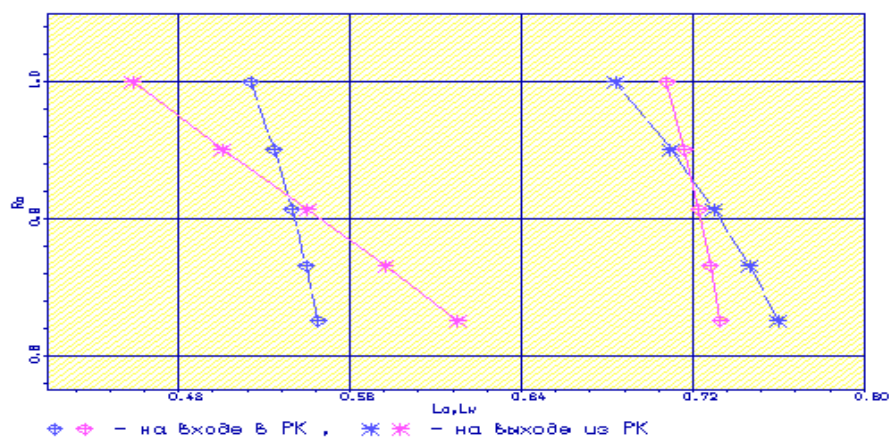


Рисунок 1.17 – Изменение приведение скорости в абсолютной и относительном движении по радиусу лопатки РК

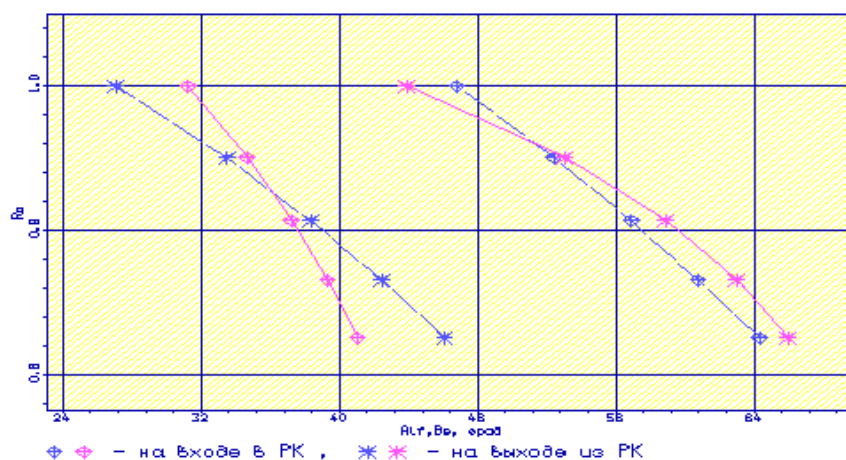
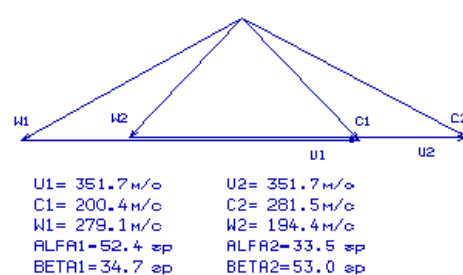
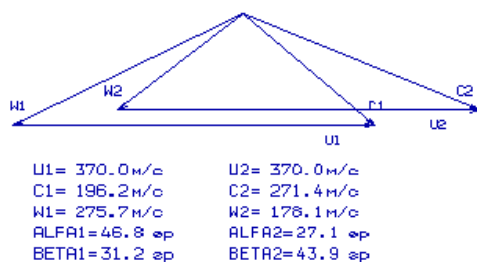


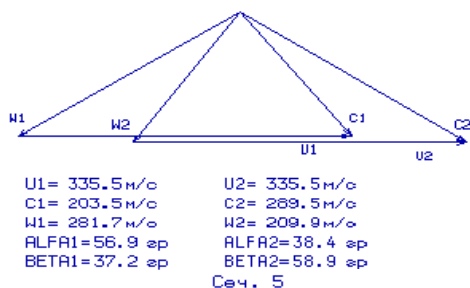
Рисунок 1.18 – Изменение угла входа и выхода по радиусу лопатки РК

Сеч. 1

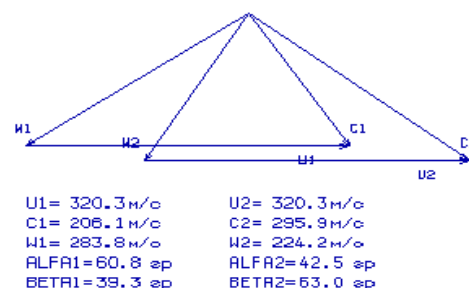
KV= 5.0 м/(с*мм) Сеч. 2



Сеч. 3



Сеч. 4



Сеч. 5

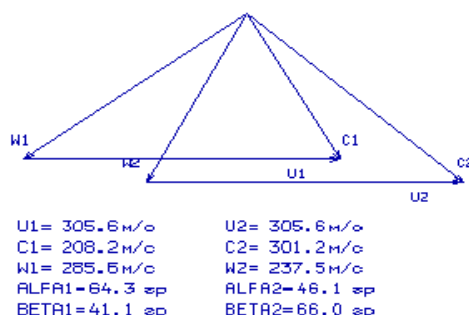


Рисунок 1.19 - Треугольники скоростей пяти сечениях ступени компрессора

1.5.2 Профилирование рабочей лопатки ступени компрессора

Удлинение лопаток – это отношение длины лопатки к хорде на среднем радиусе. С увеличением удлинения лопаток, продольные размеры ступени и ее масса уменьшаются, но граница газодинамической устойчивости ступени компрессора смещается в сторону больших расходов воздуха. Это приводит к уменьшению запаса устойчивости и повышению вибраций от динамических напряжений в рабочих лопатках, особенно в первых ступенях.

Основным при выборе удлинений лопаток является обеспечение достаточного запаса устойчивости ступени.

По рекомендациям удлинения лопаток рабочего колеса выбирается в диапазоне величин 3,0 ...4,5 в группе первых ступеней и до 1,5...2,5 – в группе последних ступеней.

$$h = (D_K - D_{BT}) / 2 = \frac{0,5028 - 0,4061}{2} = 0,04835 \text{ м.}$$

где h - высота пера лопатки во входном сечении.

Выбираем $\bar{h}_B = \frac{h_1}{b_{CP}} = 2;$; тогда: $b'_{CP} = h / \bar{h}_B = \frac{0,04835}{2} = 0,02418 \text{ м}$

Густота решетки b/t (b – хорда пера лопатки; t – шаг решетки) является параметром, в значительной степени определяющим аэродинамическую нагруженность лопаточного венца. Уменьшение значений густоты решетки, в сравнении с оптимальным, означает недогрузку ступени, а увеличение густоты отрицательно сказывается на КПД.

Определение густоты решетки РК производится на номинальном режиме, который характеризуется безсрывным обтеканием решетки при отсутствии роста потерь. Отношение расчетного угла поворота потока $\Delta\beta$ к углу на номинальном режиме $\Delta\beta^*$ определяет запас устойчивости по срыву компрессорной решетки. Величину $(\Delta\beta/\Delta\beta^*)_{cp}$ для групп первых и последних ступеней принимают равной $0,8 \dots 1$. Принимаем $(\Delta\beta/\Delta\beta^*)_{cp} = 1$.

По графику на рисунке 1.21 [6] находят $\Delta\beta_{\beta/t=1.0}$ в зависимости от угла выхода потока $\beta_2^\circ = 58,868$ град. из решетки $\Delta\beta_{\beta/t} = 19$ град.

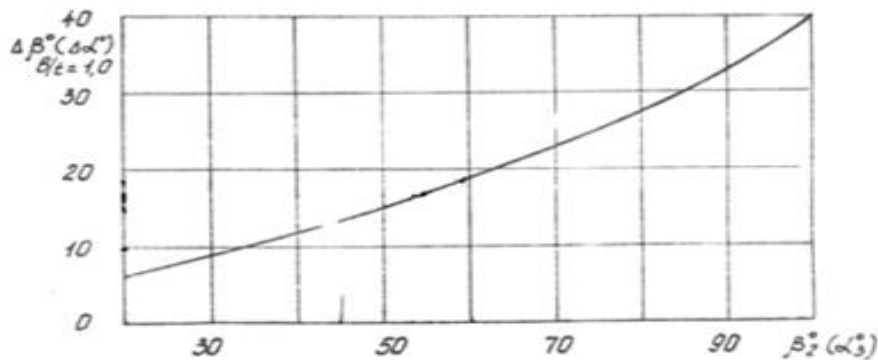


Рисунок 1.20 – Зависимость $\Delta\beta$ от β_2

Требуемая густота решетки определяется по графику на рисунке 1.25 [6] в зависимости от параметра:

$$E = \frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{\beta/t=1} \cdot (\Delta\beta/\Delta\beta^*)} = \frac{21,633}{19} = 1,1386;$$

где $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 58,868 - 37,235 = 21,633$ град (таблица 1.11).

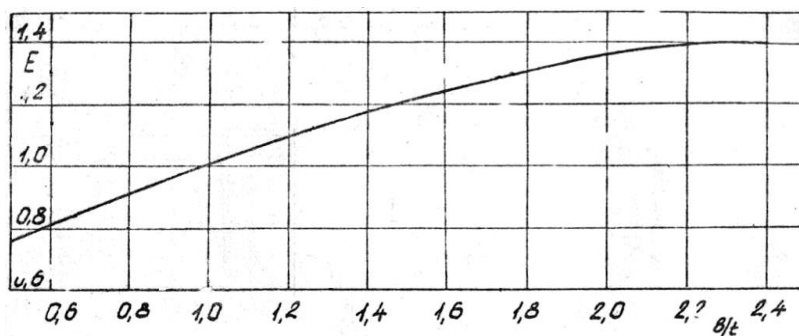


Рисунок 1.21 – Зависимость густоты решетки от параметра E

Принимаем $b/t = 1,36$.

Корректировка густоты решетки на втулке и периферии может осуществляться вследствие выбора переменной хорды по радиусу.

Расчет и уточнение числа лопаток в венце, хорд, величину шага решетки и удлинений.

При выбранной густоте решеток на среднем радиусе предварительное значение шага решетки:

$$t'_{CP} = \frac{b'_{CP}}{\left(\frac{b}{t}\right)_{CP}} = \frac{0,02418}{1,36} = 0,01778 \text{ м}$$

Тогда предварительное число лопаток будет равно:

$$Z' = \frac{\pi D_{CP}}{t'_{CP}} = \frac{3,14 \cdot 0,457}{0,01778} \approx 80,7269$$

Принимаем нечётное значение $Z = 81$ шт.

$$t_{CP} = \frac{\pi \cdot D_{CP}}{Z'} = \frac{3,14 \cdot 0,457}{81} = 0,01772 \text{ м}$$

$$b_{CP} = \left(\frac{b}{t}\right)_{CP} t_{CP} = 1,36 \cdot 0,01772 = 0,02409 \text{ м}$$

$$\bar{h}_b = h / b_{CP} = \frac{0,04835}{0,02409} = 2,0068$$

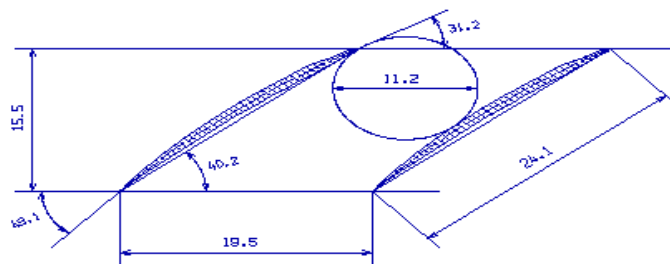
Результаты профилирования лопатки РК по радиусу представлены в таблице 1.12.

Таблица 1.12 – Результаты профилирование лопатки РК по радиусу

Профилирование лопатки РК по радиусу					
Параметр	Сечение по высоте лопатки				
	1(пер)	2	3(ср)	4	5(вт)
ro	1.000	.9506	.9068	.8656	.8259
b	24.10	24.10	24.10	24.10	24.10
t	19.51	18.55	17.69	16.89	16.11
b/t	1.235	1.299	1.362	1.427	1.496
Сm	.0400	.0450	.0550	.0650	.0750
i	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
del	5.173	6.674	7.226	7.380	7.334
dbe	12.67	18.36	21.63	23.66	24.93
tet	17.85	25.03	28.86	31.04	32.26
be1l	31.24	34.67	37.24	39.31	41.06
be2l	49.09	59.70	66.09	70.35	73.32
Число рабочих лопаток - 81. шт.					

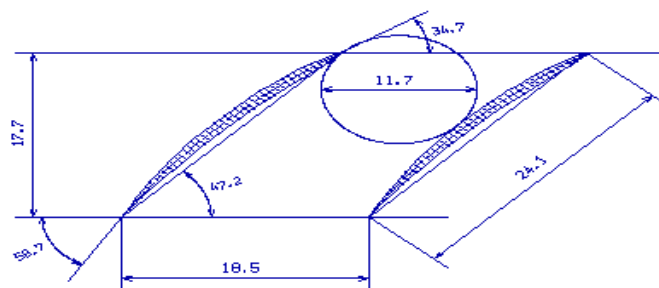
Сечение $F=1.000$

M 1.0 : 1



Сечение $F=0.951$

M 1.0 : 1



Сечение $F=0.907$

M 1.0 : 1

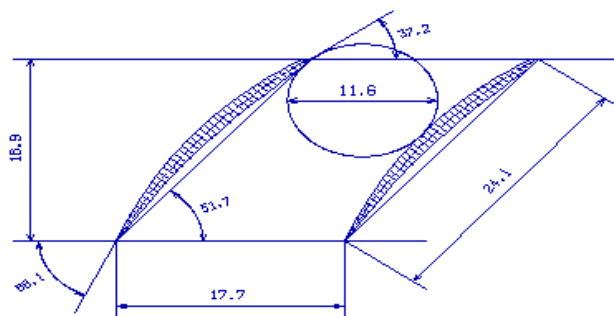
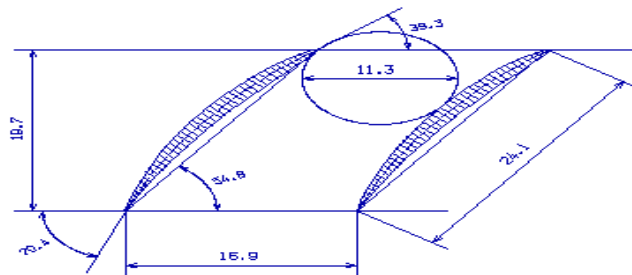


Рисунок 1.22 – Решетки профилей рабочего колеса компрессора

Сечение $F=0.866$

M 1.0 : 1



Сечение $F=0.826$

M 1.0 : 1

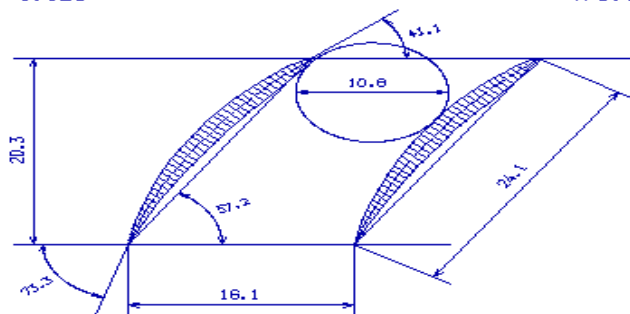


Рисунок 1.23 – Решетки профилей рабочего колеса компрессора

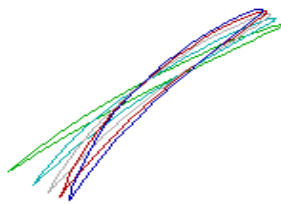


Рисунок 1.24 – Профили рабочего колеса компрессора в пяти сечениях

В расчете был использован закон крутки $\rho_k = \text{const}$, при заданном \bar{H}_T . По полученным данным построены профили лопаток по сечениям и сделаны следующие выводы:

По полученным данным построены профили лопаток по сечениям и сделаны следующие выводы:

- рабочая лопатка имеет постоянную хорду по радиусу $b = 0,0241$ м;
- отношение b/t является параметром в значительной степени определяющие аэродинамическую загруженность лопаточного венца; уменьшение значений густоты решетки в сравнении с оптимальным значением означает малую загруженность ступени, а увеличение густоты отрицательно сказывается на КПД ступени. Значение b/t данной ступени являются близки к оптимальным

- полученные профили имеют достаточную толщину.
- принимаем углы атаки $i=0$ град по всей высоте лопатки.
- значение $\Delta\beta = 24.93$ град, на втулке, меньше 25 град, так как увеличение значения $\Delta\beta > 25$ град. приведет к увеличению изгиба профиля и к увеличению чувствительности решетки к углу атаки и увеличению срывов;
- оптимальное количество лопаток в венце $z=81$ шт.

Рассчитанная и построена решетка профилей первой ступени компрессора высокого давления удовлетворяет требованиям и сможет обеспечить требуемые параметры.

ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ

В разделе были решены следующие задачи:

- проведен термогазодинамический расчет, с целью определения удельных параметров;
- согласование параметров компрессоров и турбин;
- проведен газодинамический расчет компрессора и профилирование рабочих лопатки ступени компрессора высокого давления;
- проведен газодинамический расчет турбины;

В результате проведенного термогазодинамического расчёта были получены основные удельные параметры двигателя $N_{e_{уд}}=230,5$ кВт*с/кг и $C_e=0,2163$ кг/кВт, при $T_{г^*}=1318$ К и $\pi_{к^*}=16,17$.

Для обеспечения расчетной мощности $N_e=6890$ кВт требуется расход воздуха $G_B=29,89$ кг/с, который определяется по следующей зависимости :

$$G_B = \frac{Ne}{Ne_{уд}} = \frac{6890}{230,5} = 29,89 \left(\frac{кг}{с} \right).$$

В результате расчета получили двигатель с КПД $\eta_e = 32,96\%$, что на 6,3% выше, чем у прототипа (КПД=31% и $N_{e_{уд}}= 197,18$ кВт*с/кг).

Значения $N_{e_{уд}}$ и C_e соответствуют современному уровню значений.

В результате расчета сформирован облик двигателя. Выбрана конструктивно сложная схема ГТД с двухвальным газогенератором и свободной (силовой) турбиной. Такая схема обеспечивает приемлемые значения параметров на нерасчетных режимах, требует меньшей мощности запуска. КНД имеет форму проточной части с постоянным средним диаметром, с 6 ступенями; КВД - с постоянным наружным диаметром, с 7 ступенями. Коэффициенты затраченного напора КНД $\bar{H}_{z_{ср}}=0,2603$, КВД - $\bar{H}_{z_{ср}}=0,2695$. Частоты вращения ротора низкого давления $n_{РНД}=10345$ об/мин и частоты вращения ротора высокого давления $n_{РВД}=14470$ об/мин.

Относительный втулочный диаметр КВД $\bar{d}_к = 0,918$, которые $\leq 0,92$. Число ступеней турбины: $z_{ТВД}=1$, $z_{ТНД}=1$, $z_{ТС}=2$, коэффициенты загрузки турбин $\mu_{z_{ТВД}}=1,478$, $\mu_{z_{ТНД}}=1,478$, $\mu_{z_{ТС}}=3,055$.

Рассчитаны значения: T^* , P^* , C в основных сечениях двигателя, а также площади этих сечений.

Проведенный расчёт компрессора с использованием ЭВМ позволил получить: геометрические параметры лопаточных венцов проточной части компрессора, изменения P , P^* , T , T^* на среднем радиусе каждой ступени, а также работу и степень повышения давления каждой ступени. Кроме того, были получены окончательные размеры проточной части и обороты роторов низкого и высокого давления. Все эти данные используются при проектировании решёток профилей многоступенчатого компрессора.

Параметры, полученные по результатам расчёта, удовлетворяют требованиям, предъявляемым к современным многоступенчатым

компрессорам. Полученный компрессор обеспечивает заданный π_k^* и КПД, что позволяет выполнить требования данного задания. КПД ступени имеет приемлемые значения: КПД минимальный 85,84% и КПД максимальный 90,62%.

В результате газодинамического расчёта турбины определены параметры потока вдоль проточной части по среднему радиусу. Анализ результатов показал, что:

- было обеспечено необходимое охлаждение лопаток СА и РК турбины высокого давления и СА турбины низкого давления;

- на входе в РК ТВД был получен угол $\alpha_1=15,1$ град, отвечающий требованию - $\alpha_1>14$ град.;

- угол выхода потока газа из турбины $\alpha_2= 85,9$ град., из ТС $\alpha_2= 85,1$ град., т.е. направления потока близки к осевым;

- на всех ступенях турбины были получены КПД:

$$\eta_{ТВД}^* = 0,884, \eta_{ТНД}^* = 0,913, \eta_{ТС1}^* = 0,914, \eta_{ТС2}^* = 0,915;$$

- коэффициенты загрузки ступеней находятся на допустимом уровне:

$$\mu_{зТВД}=1,43; \mu_{зТНД}=1,415; \mu_{зТС1}=1,69; \mu_{зТС2}=1,363.$$

- характерное изменение основных параметров (C, P, P^*, T, T^*) вдоль проточной части соответствует типовому характеру для газовых осевых турбин;

- степень реактивности ступеней турбины во втулочных сечениях имеет положительные значения:

$$\rho_{срТВД} = 0,218; \rho_{срТНД} = 0,208; ; \rho_{срТС1} = 0,175 \rho_{срТС2} = 0,1;$$

- частота вращения вала силовой турбины равна частоте вращения нагрузки $n_{ТС} = 8200$ об/мин.

При профилировании рабочей лопатки компрессора был использован закон крутки $\rho_k = const$ при заданном \bar{H}_T . По полученным данным построены профили лопаток по сечениям и сделаны следующие выводы:

- рабочая лопатка имеет постоянную хорду по радиусу $b = 0,0241$ м;

- отношение b/t является параметром в значительной степени, определяющие аэродинамическую загруженность лопаточного венца; уменьшение значений густоты решетки в сравнении с оптимальным значением означает малую загруженность ступени, а увеличение густоты отрицательно сказывается на КПД ступени. Значение b/t данной ступени являются, близки к оптимальным

- полученные профили имеют достаточную толщину.

- принимаем углы атаки $i=0$ град по всей высоте лопатки.

- значение $\Delta\beta=24.93$ град, на втулке, меньше 25 град, так как увеличение значения $\Delta\beta>25$ град. приведет к увеличению изгиба профиля и увеличению чувствительности решетки к углу атаки и увеличению срывов;

- оптимальное количество лопаток в венце $z=81$ шт.

Рассчитаны и построены решетки профилей первой, ступени компрессора высокого давления удовлетворяет требованиям и сможет обеспечить требуемые параметры.