

# ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ МЕТОДИКИ КОМПЛЕКСНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ОБЛИКА И ПАРАМЕТРОВ УЗЛОВ ГОРЯЧЕЙ ЧАСТИ СОВРЕМЕННЫХ И ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТВГТД

Владислав Валерьевич НЕСТЕРЕНКО родился в 1983 г. в городе Москве. Аспирант МАИ. Основные научные интересы — в области исследований и проектирования газотурбинных двигателей и газовых турбин. Автор шести научных работ. E-mail: VladNesterenko@gmail.com.

Vladislav V. NESTERENKO was born in 1983, in Moscow. He is a Postgraduate Student at the MAI. His major research interests are in research and development of gas turbine engines and gas turbines. He has published 6 technical papers. E-mail: VladNesterenko@gmail.com

*Статья посвящена вопросам комплексного проектирования узлов горячей части турбовальных двигателей с осевым или центробежным(и) компрессором(ами), поворотной камерой сгорания и осевыми ступенями турбин, различающимися числом ступеней турбин газогенератора и силовой турбины. Исследованы критерии, определяющие выбор количества ступеней и конструктивно-силовой схемы этих турбин. Подробно рассмотрено проектирование межтурбинного переходного канала с минимальными потерями энергии газа и высоким уровнем газодинамической устойчивости на основании критериальных зависимостей и экспериментальных характеристик различных вариантов диффузорных кольцевых каналов. В заключение даны рекомендации по выбору основных параметров при проектировании ТВГТД в диапазоне мощности 300 ... 3000 л.с.*

*The article is related to problems of integrated development of turboshaft engines with axial-centrifugal or centrifugal compressor, rotary combustion chamber and axial-flow turbines of gas generator and power turbine with various cascade numbers. Criteria which define the choice of gas generator turbine and power turbine cascade number and construction arrangement are investigated. Development of inter-turbine transfer channel with minimal losses of gas energy and high level of gas dynamic stability on the base of experimental characteristics and criterial dependences of different versions of diffuser ring channels is examined. In conclusion, the advices for the choice of main parameters at development of turboshaft gas turbine engines in power range 300 ... 3000 hp are given.*

**Ключевые слова:** комплексное проектирование, турбовальный двигатель, согласование, конструктивно-силовая схема, режим, характеристики.

**Key words:** integrated development, turboshaft engine, matching, construction arrangement, rate, characteristics.

## 1. Общие положения

При проектировании или модернизации современных ГТД необходимо рассматривать большое число значимых факторов, поэтому окончательный вариант является компромиссным, а не оптимальным решением, учитывающим также особенности назначения и условий эксплуатации летательного аппарата. Эта задача решается, в процессе предварительного и последующих этапов проектирования, на основании:

— имеющегося научно-технического задела по перспективным конструкциям узлов и деталей, технологиям их изготовления;

— результатов исследований различных вариантов проекта двигателя, сравнения особенностей возможных конструктивных схем, расчётных термо-газодинамических, габаритных и массовых характеристик;

— данных анализа прочностных характеристик (конструкционной прочности) и обоснованности назначенного ресурса проектируемого ГТД, полученных на основе предварительных расчётов, экспериментальных исследований моделей, в процессе доводки натуральных узлов и конструкций опытных двигателей в целом на стенде и при лётных испытаниях.

В настоящее время, при оценке технического совершенства вновь спроектированных или модернизируемых ГТД, особенно актуальными стали также технико-экономические показатели, относящиеся к понятию «эксплуатационная технологичность конструкций».

Эти показатели, например трудоёмкость и стоимость технического обслуживания в эксплуатации и при ремонте ГТД, во многом зависят от количества деталей в двигателе; выбранной конструктив-

ной схемы; числа и «доступности» деталей, относящихся к так называемым «слабым» звеньям конструкции, заменяемых при сборке или разборке двигателя, а также числа эксплуатационных модулей, разрешённых к замене в процессе эксплуатации; объёма регламентных работ и т. д.

Следует обратить внимание на то, что в технических условиях на проектирование ряда современных ГТД записано требование существенного (примерно вдвое) сокращения числа деталей по сравнению с двигателями предыдущих поколений.

Не рассматривая требования к проектированию новых ГТД в полном объёме, укажем только на то, что разрабатываемые конструкции должны проектироваться таким образом, чтобы в дальнейшем можно было, при наличии такой необходимости,

создавать целое семейство модификаций базового двигателя, различающихся величиной мощности (рис. 1 и 2) или типом модифицированного ВРД. Так, например, опыт проектирования показывает, что ТВГТД можно преобразовать в ТРДД или ТВД с передним или задним толкающим винтом и т. д.

Как следует из данных, представленных на рис. 1, наиболее широкий диапазон мощности имеет семейство ТВГТД GE T700/CT7, которое выполнено по конструктивной схеме с осецентрированным компрессором, прямоточной камерой сгорания, осевыми турбинами  $Z_T = 2 + 2$ . Семейство этих двигателей выпускается с 1978 г., развитие семейства осуществлялось за счёт повышения параметров рабочего процесса и расхода воздуха при сохранении конструктивной схемы базового двигателя,

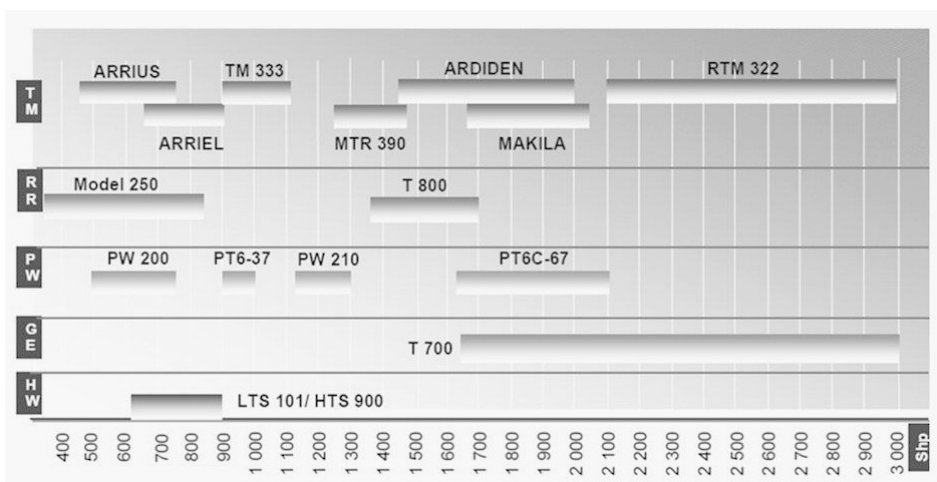


Рис. 1. Семейства зарубежных ТВГТД, находящиеся в эксплуатации

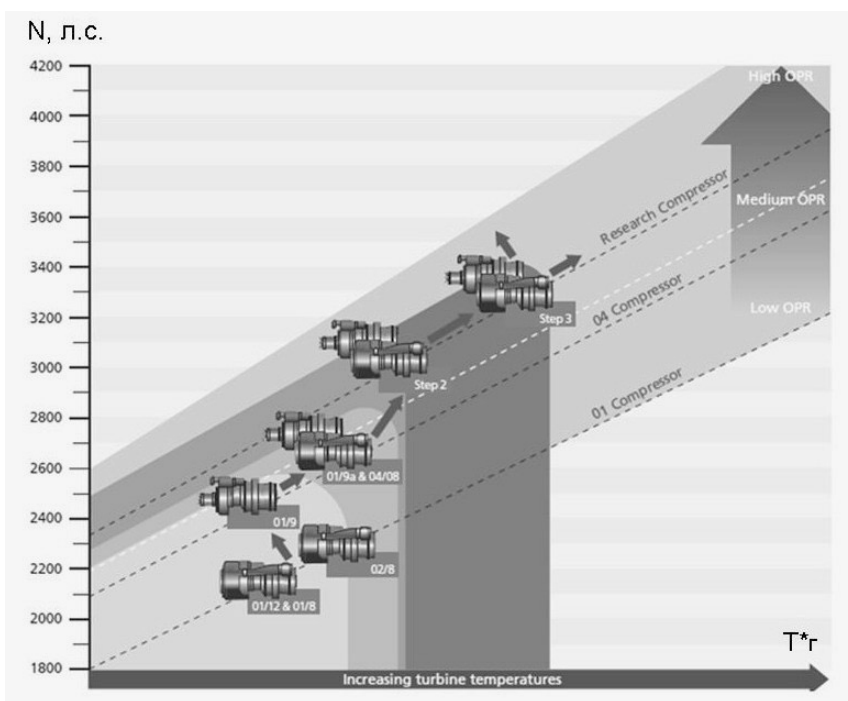


Рис. 2. Последовательность модификации ТВГТД RTM322 от  $N = 2100$  л.с. до  $N = 3400$  л.с. за счет увеличения  $G_B$  и  $T_G$

что позволило увеличить взлётную мощность  $N$  с 1560 до 3000 л.с., т.е. почти вдвое (рис. 2). Аналогично этому примеру обширное семейство образуют модификации ТВГТД PW 120, где с 1984 г. взлётная мощность увеличилась с 1520 по 2960 л.с.

Параметры современной модификации ТВГТД СТ7-8 со взлётной мощностью  $N = 2555$  л.с. находятся на верхнем уровне выбираемых в настоящее время значений: степени повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k^* = 21$ ; максимальной температуры газа перед турбиной  $T_{г\max}^* = 1650$  К; на взлётном режиме — частоты вращения ротора газогенератора  $n_{г.г} = 45350$  об/мин., силовой турбины  $n_{г.г} = 23350$  об/мин. Сухая масса этого двигателя (без редуктора)  $M_{дв} = 243,6$  кг.

Семейство наиболее массового российского ТВГТД ТВ3 117 с осевым компрессором, у которого величина  $\pi_k^* = 9,6$ , прямоточная камера сгорания и осевые ступени турбины  $Z_T = 2 + 2$ ,  $T_{г\max}^* = 1190$  К, выпускается с 1972 года в классе мощности от 1500 л.с (ВК-1500) до 2400 л.с. (ВК-2500), составляет более 15 модификаций. В настоящее время этот двигатель имеет исключительно высокий уровень назначенного ресурса — 7000 ч, что соответствует лучшим зарубежным современным ТВГТД.

Для новых поколений средних вертолётов в России создан ТВГТД ТВ7 117В взлётной мощностью  $N = 2800$  л.с.: с осецентрированным компрессором  $\pi_k^* = 17$ ; противоточной камерой сгорания; максимальная температура газа перед турбиной  $T_{г\max}^* = 1540$  К; на взлётном режиме частота вращения роторов газогенератора  $n_{г.г} = 30250$  об/мин., силовой турбины  $n_{г.г} = 17500$  об/мин. Сухая масса двигателя (без редуктора)  $M = 400$  кг.

Этот двигатель в настоящее время предполагается установить на новый российский вертолёт Ми-38, который ранее проходил лётные испытания с экспериментальным канадским двигателем PW 127/5, у которого термодинамическая мощность на взлётном режиме равна 3089 л.с. Рабочая мощность двигателя PW 127/5 на взлётном режиме равна  $N = 2535$  л.с., степень повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k^* = 14,7$ , максимальная температура газа на входе в рабочее колесо турбины  $T_{г\max}^* = 1631$  К, частота вращения роторов газогенератора  $n_{г.г} = 33930$  об/мин., силовой турбины  $n_{г.г} = 28090$  об/мин. Сухая масса двигателя (с редуктором)  $M_{дв} = 480,8$  кг.

Оба сравниваемых двигателя имеют близкие термодинамические параметры, однако конструктивная схема ТВ7 117 с осецентрированным компрессором позволяет создать более широкое семейство ТВГТД, аналогично семейству Т 700 (см. рис. 1),

поскольку к имеющимся осевым ступеням компрессора можно добавить (или, наоборот, сократить) число так называемых «нулевых» осевых ступеней на входе, тем самым увеличивая (или уменьшая) расход воздуха и максимальную мощность двигателя.

Однако необходимо заметить, что уровень надёжности и ресурс новых российских авиационных ГТД на первых этапах их эксплуатации не высок, требуется значительное время и финансовые ресурсы на доводку всех эксплуатационных показателей вновь разрабатываемых конструкций.

В данной статье рассмотрены основные принципы комплексного проектирования узлов горячей части турбовальных двигателей с противоточной камерой сгорания и различным числом ступеней турбины газогенератора и силовой турбины.

Исследованы критерии, определяющие выбор количества ступеней турбин и их конструктивно-силовой схемы. В заключение представлены рекомендации по выбору параметров и конструктивной схемы горячей части ТВГТД мощностью от 300 до 3000 л.с.

## 2. Характеристики ТВГТД, определяющие параметры и конструктивные особенности узлов горячей части двигателя

В табл. 1 содержатся основные параметры ряда зарубежных и отечественных современных ТВГТД взлётной мощностью от 1000 до 2800 л.с. На рис. 3 представлены статистические данные зависимости удельного расхода топлива от взлётной мощности ГТД различных поколений. Кривая функции  $C_e = f(N_e)$  проведена по нижней границе «поля рассеяния» этих параметров, куда внесены ТВГТД разных поколений. Так, например, новый двигатель, разработанный КБ «Прогресс» (Украина) АИ-450  $N = 450$  л.с., только предполагается установить на лёгкий российский вертолёт Ка 226/ 228, тогда как ТВГТД ТВ2-117 был создан ещё в 1964 г. и установлен на первую модификацию среднего многоцелевого вертолёта Ми-8.

На рис. 3 показан также типоразмерный ряд проектируемых ТВГТД, разработанный в ЦИАМ проф. Б.А. Пономарёвым. Как видно из совместного рассмотрения данных, представленных на рис. 1 и 3, выбранные типоразмеры хорошо накладываются на «область определения» зарубежных ТВГТД.

Выбор максимальных величин мощности, частоты вращения ротора и температуры газа перед турбиной при взлёте, в условиях  $H = 0$ ,  $M = 0$  определяет научно-технический уровень всех основных характеристик проектируемого ТВГТД.

Двигатель	Gem 42	T800	MTR390	T700-GE 700/701	T700-TGE	RTM322	ТВ-117	РД-600В	ТВ7-117В
Фирма	RR	LHTEC	Турбomeка RR MTU	GE	GE	Турбomeка RR	«ЗиК»	«PM»	«ЗиК»
$N_e$ , л.с.	1014	1320	1303	1645/1722	2300	2130	2200	1300	2800
$C_e$ , г/л.с.ч	219	206	206	208/206	201	204	210	209	202
$T_{\text{max}}$ , К	1400	1500	1500	1500/30	1650	1480	1200	1530	1540
$\pi_{\kappa\Sigma}$	12,7	14,0	13,0	15,0/17,0	21,0	14,8	9,5	12,8	17,0
$G_{\text{дв}}$ , кг	191	150	169	198/199	220	245	285	220	400
$\gamma_{\text{дв}}$ , кг/л.с.	0,188	0,114	0,13	0,12	0,096	0,115	0,13	0,169	0,143
Тип САУ	ПМ	Э	Э	ПМ+Э	Э	ПМ+Э	ПМ+Э	Э	Э
Схема	4ос+1цб- -1-1-1св	2цб- -2-2св	2цб- -1-2св	5ос+1цб- -2-2св	5ос+1цб- -2-2св	3ос+1цб- -2-2св	12ос- -2-2св	3ос+1цб- -2-2св	5ос+1цб- -2-2св

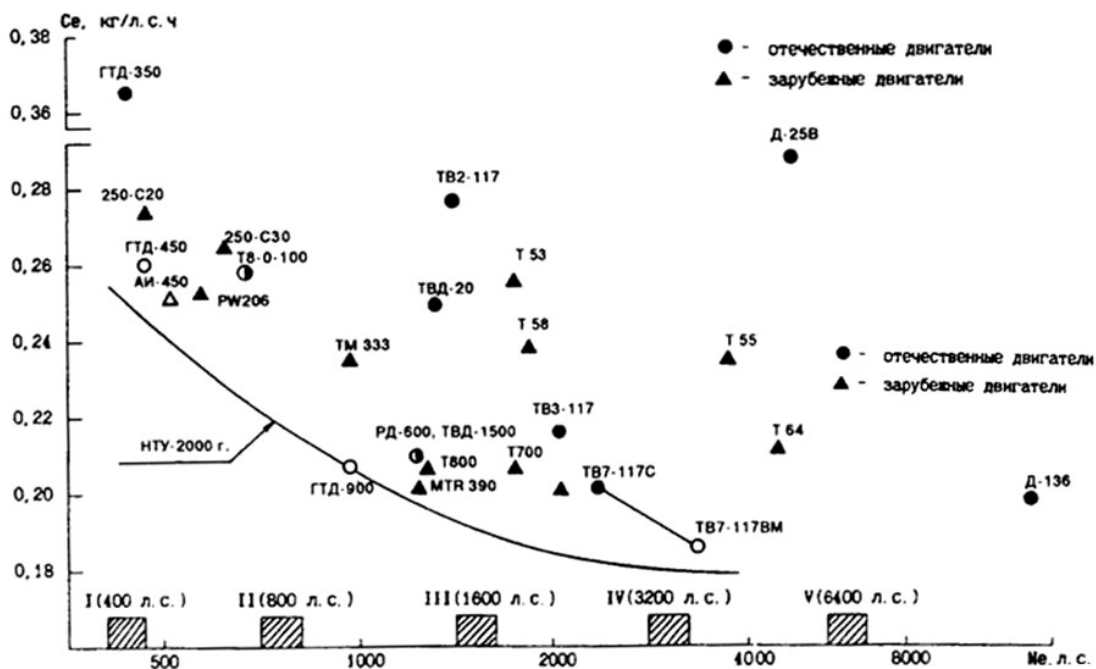


Рис. 3. Типоразмерный ряд ТВГТД

2.1. Требования по высотности и возможному сохранению необходимого уровня взлётной мощности при повышенных температурах воздуха на входе в ТВГТД относительно режима  $H = 0, M = 0$ , МСА могут быть обеспечены за счёт выбора термодинамической мощности, существенно превышающей (примерно на 20 %) мощность, определяемую на основании взлётной массы вертолёта в условиях МСА.

Закладываемый при проектировании двигателя «запас» максимальной мощности определяет возможную высотность  $H = \text{Мах}$  вертолёта и возможность сохранения неизменной мощности ТВГД при

повышенных температурах воздуха на входе в двигатель.

Величина этого «запаса» зависит от климатических условий, для которых осуществляется проектирование силовой установки вертолёта. Так, например, фирма Турбomeка спроектировала ТВГТД Ардиден 1Н для индийского вертолёта Dhruv (HAL). В этом случае величина термодинамической взлётной мощности была выбрана равной 1450 л.с. Рабочая величина взлётной мощности для условий МСА в этом двигателе ограничена до величины 1007 л.с., т.е. «запас» мощности равен 45%.

На рис. 4 показаны примеры высотной и климатической характеристик двух ТВГТД, у которых предусмотрены другие «запасы» мощности на взлётном режиме при  $H = 0, M = 0$  (МСА), равные примерно 20 %. Как видно, этот «запас» обеспечивает постоянство мощности ТВГТД до температуры наружного воздуха, равной примерно  $46^\circ\text{C}$ .

лера  $P$  связан с ресурсом  $\tau$  и температурой материала рабочей лопатки  $T_{\text{л}}$  (К) соотношением

$$P = T_{\text{л}} (\lg \tau + 20). \quad (2)$$

Температуру металла рабочих лопаток турбины газогенератора можно найти по формуле

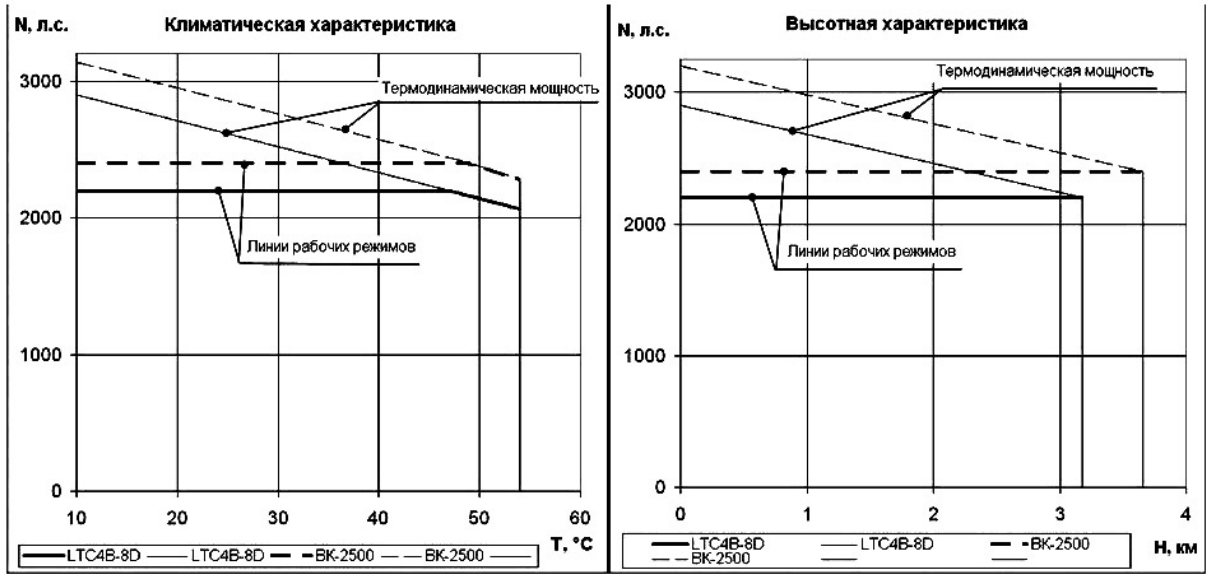


Рис. 4. Характеристики ТВГТД

**2.2.** Необходимо отметить, что указанные в табл. 1 максимальные температуры газа на входе в турбину относятся к высотному режиму работы силовой установки, а не к режиму взлёта. Такую методику проектирования принято называть «тепловой раскруткой» ротора ГТД. Так, например, на режиме взлёта максимальная температура газа на входе в турбину ТВД ТВ7 117, в условиях МСА, составляет  $T_{\text{г}}^* = 1406 \text{ К}$ , а на высоте  $H = 4 \text{ км}$  она поднимается до величины  $T_{\text{г}}^* = 1500 \text{ К}$ .

От величины выбранной максимальной температуры газа на входе в турбину зависит необходимость проектирования турбины двигателя с охлаждением или без охлаждения, а также требуемый уровень интенсивности охлаждения.

Запас прочности  $k_{\sigma}$  рабочих лопаток определяется по турбине газогенератора (турбине высокого давления):

$$k_{\sigma} > \sigma_{\text{длит}} / (\sigma_{\text{р}} + \sigma_{\text{изг}}), \quad (1)$$

где напряжение  $\sigma_{\text{длит}}$  находится с помощью диаграммы Ларсена—Миллера в зависимости от эквивалентного ресурса  $\tau$ , ч. Параметр Ларсена—Мил-

$$T_{\text{л}} = (1 - \theta) [T_{2\text{т}}^* + U_{\text{т}}^2 + U_{\text{т}} C_{2a} \text{tg} \alpha_2 / (C_{\text{п}})_{\text{г}}] + \theta T_{\text{охл.в}}, \quad (3)$$

где  $\theta = \frac{T_{\text{г}} - T_{\text{л}}}{T_{\text{г}} - T_{\text{в}}}$  характеризует величину относитель-

ной глубины охлаждения, которая для лопаток ТВГТД с конвективным охлаждением равна  $\theta = 0,1 \div 0,3$ , а при конвективно-плёночном охлаждении её величина увеличивается до значений  $0,35 \div 0,45$ ;  $U_{2\text{т}}$  и  $C_{2a}$  — окружная и осевая скорости газа на выходе из рабочей лопатки турбины в рассматриваемом сечении по высоте лопатки;  $\alpha_2$  — угол потока газа на выходе из турбины.

В одноступенчатой высоконагруженной турбине обеспечение осевого выхода потока газа затруднительно, поэтому здесь можно принять  $\alpha_2 = 65^\circ \div 70^\circ$ .

Для предварительной расчётной оценки прочностного состояния лопаток турбины можно пользоваться комплексным параметром напряжения:

$$\varepsilon = \pi F_{2\text{т}} n^2, \quad (4)$$

где  $n$  — максимальная частота вращения ротора турбины;  $F_{2\text{т}}$  — кольцевая площадь на выходе из

турбины, определяемая по высоте пера рабочей лопатки.

Статистические данные и расчётные оценки прочностного состояния рабочих лопаток газогенераторов ТВГТД позволяют сформировать следующие рекомендации для предварительных расчётов:

— для одноступенчатой охлаждаемой турбины величина  $\varepsilon = (2 \div 2,5) \cdot 10^4 \text{ м}^2/\text{с}^2$ ;

— для двухступенчатой турбины с неохлаждаемой второй рабочей лопаткой величина  $\varepsilon = (1,5 \div 2,0) \cdot 10^4 \text{ м}^2/\text{с}^2$ .

Уточнённая оценка теплового состояния и прочности лопаток выполняется на последующих этапах проектирования.

**2.3.** Степень повышения давления воздуха  $\pi_k^*$  в компрессоре газогенератора ТВГТД выбирается на начальном этапе создания вновь проектируемого двигателя на основании термогазодинамических и конструктивных критериев, характеризующих интегральные параметры всего двигателя, с учётом назначения летательного аппарата, требований по массовым и габаритным характеристикам и т.д. Вся эта методология достаточно подробно описана в учебной и технической литературе, однако на практике имеется достаточно много других определяющих факторов, отличных от требования возможно высокой экономичности по расходу топлива и минимальной массы конструкции.

Изучение параметров и конструкций отечественных и зарубежных ТВГТД показывает, что в их параметрах много общего, существенные различия наблюдаются только в особенностях конструкций, схемных решениях, а не значений выбранных параметров.

Так, например, сравнение параметров двух вертолётных двигателей Д-136 и ПС-12В с одинаковой взлётной мощностью  $N = 10000$  л.с., созданных на базе ТРДД, показывает, что, несмотря на значительную разницу во времени проектирования

этих семейств, их технические параметры близки между собой (табл.2). Это объясняется тем, что их газогенераторы не создавались заново, а являются частью существующих двигателей, трёхвального ТРДД Д-36 и двухвального ТРДД ПД-14.

Двигатели меньшей мощности, семейство турбовальных и турбовинтовых двигателей в классе мощности 5000—6000 л.с., также обычно проектируются на средний уровень сжатия в компрессоре, например:

— GE 27 ( $N_e = 5800$  л.с.,  $\pi_k^* = 20$ , схема компрессора — 5ОС + 1ЦБ,  $T_{г\text{ max}}^* = 1673$  К, схема турбины 2 + 3);

— PW 3005 ( $N_e = 5800$  л.с.,  $\pi_k^* = 20$ , схема компрессора — 5ОС + 1ЦБ,  $T_{г\text{ max}}^* = 1500 \div 1600$  К, схема турбины 2 + 3);

— Т 406-AD-400 ( $N_e = 6150$  л.с.,  $\pi_k^* = 14$ , схема компрессора — 5ОС + 1ЦБ,  $T_{г\text{ max}}^* = 1482$  К, схема турбины 2 + 2).

К следующей категории ТВГТД относятся два класса двигателей: мощностью 1600—3200 л.с. и 800—1600 л.с. (см. рис. 3). Проектирование компрессора для двигателей этого класса осуществляется двумя способами: проектировщик выбирает две центробежные ступени или компрессор осецентрированной схемы. Обе схемы имеют свои достоинства, поэтому они могут применяться параллельно в разных проектах. Предпочтительная величина степени повышения давления для этой группы двигателей находится в диапазоне  $\pi_k^* = 14 \div 20$ .

Отдельную группу составляют двигатели малой мощности  $N_{\text{взл}} = 300 \div 850$  л.с. В основном современные ГТД малой мощности проектируются с одноступенчатым высоконапорным центробежным

Таблица 2

Параметры ( $H=0$ , $M=0$ , взлётный режим, МСА)	Д-136	ПС-12В
Мощность на валу СТ, л.с.	10000	10000
Удельный расход топлива, кг/л.с. ч	0,198	0,179
Расход воздуха, кг/с	36	26
<b>Степень сжатия</b>	<b>18,3</b>	<b>15,0</b>
Температура газов перед турбиной, К	1478/ 1576	1460
Частота вращения ротора СТ, об/мин	8300	8300
Сухая масса двигателя, кг	1077	1010
Схема компрессора	6 + 7	8
Схема турбины	1 + 1 + 2	2 + 2

компрессором, у которого имеется высокая степень повышения давления воздуха  $\pi_k^* = 8 \div 10$ . Отметим, что центробежные ступени по своей газодинамической схеме лучше приспособлены для получения в них повышенных напоров. В этой ступени ширина канала на выходе из рабочего колеса будет существенно больше, чем высота лопатки на выходе из осевой ступени.

Тем не менее, для группы двигателей большей мощности,  $1800 > N_{взл} > 650$  л.с., вероятно будут сохраняться схемы газогенератора с осецентрированными компрессорами. В первом приближении, в этих компрессорах при распределении работы сжатия между осевыми и центробежными ступенями можно руководствоваться соотношением:

$$\pi_{к.ок}^* = (1,25 \div 1,40) [\pi_k^*]^{0,5}. \quad (5)$$

Анализируя полученные результаты и варьируя соотношением  $\pi_{к.ок}^* / \pi_k^*$ , можно устранить последние ступени осевого компрессора, газодинамические потери в которых, вследствие влияния концевых эффектов, существенно растут, а перераспределённые значения  $\pi^*$  реализовать в центробежном компрессоре.

Высоконапорный центробежный компрессор с предвключённым осевым трансзвуковым рабочим колесом является весьма перспективной конструк-

цией в двигателях, где выбранная величина  $\pi_k^* > 8$  ( $\pi_k^* = 8 \div 12$ ). В таких ступенях можно получить достаточно высокие значения КПД — порядка 0,78—0,80.

Прочность колеса центробежного компрессора можно оценить по величине напряжений в диске с учётом температурного состояния материала (стали) конструкции по зависимости

$$\sigma = 0,028 [(U_2)^3]^{0,5}, \text{ МПа}. \quad (6)$$

Столь большое внимание выбору величины степени повышения давления в ТВГТД разной мощности уделено потому, что она определяет величину работы турбины газогенератора. При ограничении наружного диаметра этой турбины, связанном с установкой над ней противоточной камеры сгорания, может сложиться ситуация, когда в процессе варьирования (уменьшения) числа ступеней турбины газогенератора, при котором наружный диаметр турбины должен увеличиваться, необходимо будет корректировать профиль проточной части камеры сгорания. Этот вопрос будет рассмотрен подробно в разд. 4.

### 3. Особенности конструктивной схемы перспективных ТВГТД

Характерные компоновочные схемы трёх ТВГТД, различающихся величиной мощности и конструктивной схемой двигателя, показаны на рис. 5 и 6.

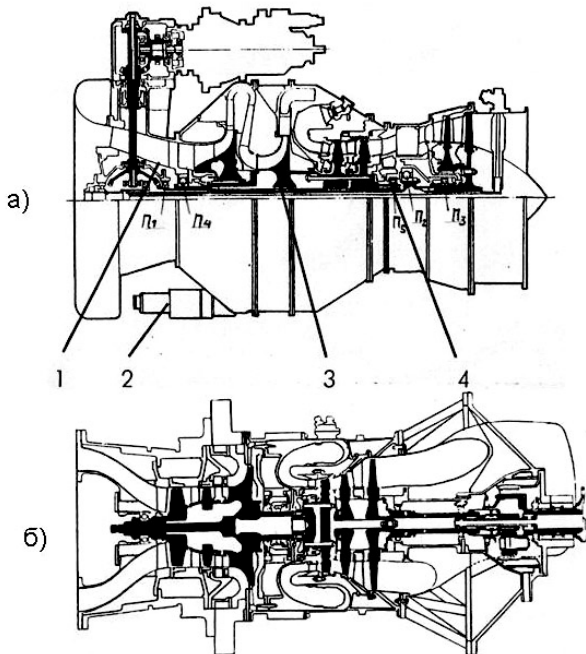


Рис. 5. Перспективные ТВГТД :

а — ТВа-3000.  $z_k = 2$  ц/б,  $z_T = 2+2$ ,  $N = 3000$  л.с.;  
б — демонстрационный двигатель RR по программе  
ASTD,  $N = 1000 \div 1500$  л.с.

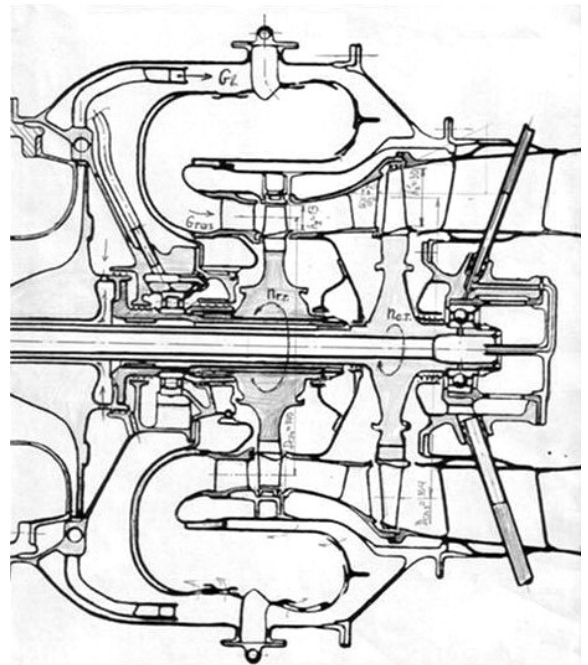


Рис. 6. Малоразмерный ТВГТД:

$N = 350$  л.с. ( $z_k = 1$  цб,  $z_T = 1+1$ ,  $\pi_k = 8$ ,  $M = 85$  кг,  
 $n_{г.г} = 55000$  об/мин,  $n_{сг} = 50000$  об/мин)

На рис. 5 сверху показан проект вертолётного ГТД, спроектированного в ОКБ имени В.Я. Климова, ВК 3500. По сравнению с двигателями предыдущих поколений общее число деталей здесь сокращено примерно на 1000 единиц. Компрессор этого двигателя имеет две центробежные ступени, аналогично двигателям серии PW 118...127, тем самым обеспечено существенное уменьшение количества деталей в двигателе по сравнению с осецентрированной схемой компрессора. Выход вала силовой турбины направлен вперёд. Ротор силовой турбины, в его консольной задней части, спроектирован с двумя опорами  $P_2$  и  $P_3$ . Тем самым обеспечена жёсткость этой консольной части и стабильность величины радиального зазора над рабочими лопатками турбины. Камера сгорания выполнена с значительной радиальной частью, максимально приближена к центробежному компрессору. Турбина выполнена по схеме  $2 + 2$ , аналогично существующему двигателю ТВ7-117. Переходный канал между турбинами имеет силовые стойки, поскольку подшипники горячей части двигателя  $P_2$ ,  $P_3$  и  $P_5$  сосредоточены в одном месте, перед силовой турбиной. Эта компоновка, по сравнению со схемой с задней опорой ротора, имеет преимущество по массе двигателя. Однако наличие в проточной части двигателя силовых стоек, имеющих отрывной характер течения газа при взаимодействии с закрученным потоком на выходе из турбины газогенератора, приводит к существенным дополнительным гидравлическим потерям.

К особенностям конструктивной схемы демонстрационного двигателя фирмы Роллс Ройс относится высоконагруженный осецентрированный компрессор, который при малом числе ступеней компрессора (схема ступеней 2ОС и 1ЦБ) имеет высокую степень повышения давления  $\pi_k^* = 15$ . Компрессор двигателя ТВ7 117, который имеет аналогичную величину степени повышения, спроектирован по схеме 5ОС и 1 ЦБ ступени. Другая особенность этого двигателя, одноступенчатая турбина газогенератора и «полтора ступенчатая» свободная турбина, без соплового аппарата, которая вращается в противоположную сторону относительно направления вращения турбины газогенератора. Лопатки турбины газогенератора охлаждаемые, широкохордные, переходный канал между турбинами не имеет стоек.

На рис. 6 показана конструктивная схема малогабаритного ГТД, разработанная с учётом особенностей проектирования двигателей этого типа. Этот двигатель имеет одноступенчатый центробежный компрессор, турбину, выполненную по схеме  $Z_r = 1 + 1$ . Переходный канал между ступенями тур-

бины не имеет стоек, благодаря чему выбранной силовой схемы двигателя. Частота вращения ротора силовой турбины максимально высокая и приближена к частоте вращения ротора газогенератора, поэтому силовая турбина располагается на малом диаметре, соответствующим диаметральным размерам турбины газогенератора. Внутренний диаметр проточной части силовой турбины цилиндрический, всё «раскрытие» проточной части сосредоточено на периферии. Силовой вал свободной турбины направлен вперёд.

#### 4. Проектирование турбины ГТД

В современных ГТД турбина является самым напряжённым узлом в газодинамическом, тепловом и механическом отношении. На облик турбины основное влияние оказывает число ступеней, геометрия проточной части, места расположения опор и схема их силовой связи с корпусом двигателя, удобство сборки и разборки, а также контроля технического состояния.

**4.1.** В настоящее время при проектировании ГТД различной размерности проявляется тенденция к применению одноступенчатой турбины компрессора или силовой турбины. Одноступенчатая турбина предпочтительна с точки зрения стоимости. Однако двухступенчатая турбина имеет резерв возможностей для создания вариантов ГТД. Рассмотрим особенности проектирования сравниваемых вариантов турбин на примере турбины двигателя ТВ7 117, выполненной по схеме  $Z_r = 2 + 2$ . Схема проточной части этой турбины показана на рис. 7. Максимальная температура газа в этом двигателе  $T_r = 1500$  К, поэтому две ступени исходной турбины компрессора должны быть охлаждаемыми. Сопловой аппарат первой ступени выполнен с плёночным охлаждением. Аэродинамическая нагруженность турбин компрессора невысокая, параметр  $[U/C_{ад}]_{cp}$  в этих ступенях равен примерно 0,64.

На рис. 7 сверху показан профиль проточной части с двумя одноступенчатыми турбинами, рассчитанными на параметры двигателя ТВ7 117. Очевиден рост аэродинамической нагруженности первой и второй ступени турбины. Турбина компрессора имеет несколько пониженный параметр  $[U/C_{ад}]_{cp} = 0,454$ . Но не это является главной особенностью нового варианта проектирования. Главным является то, что в сопловом аппарате турбины компрессора уменьшается угол выхода потока, газодинамический угол  $\alpha_1 = 11^\circ$ , в то время как в варианте двухступенчатой турбины величина угла  $\alpha_1 = 15^\circ$ . При малом угле выхода потока газа в сопловом аппарате турбины трудно расположить каналы охлаждения в выходной части профиля лопат-



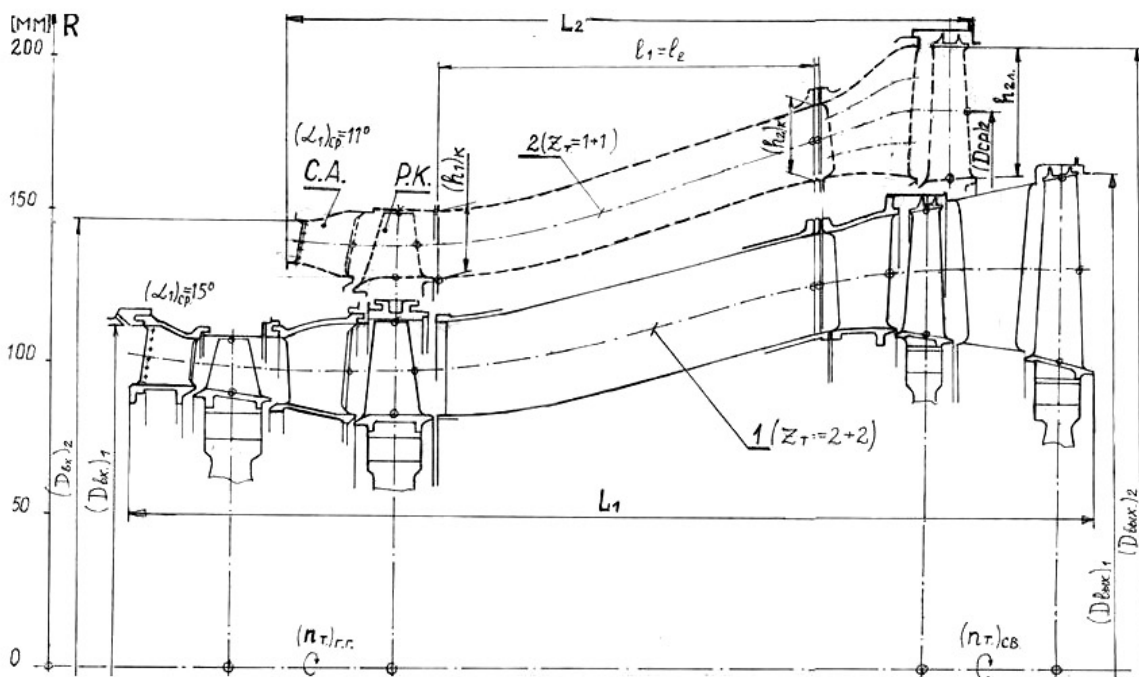


Рис. 7. Схемы проточной части вариантов турбин ТВГТД ТВ7-117:  
 1 —  $z_T = 2+2$ , базовый вариант; 2 —  $z_T = 1+1$ , расчетный вариант

ки. Кроме того, возникают проблемы с увеличением профильных потерь энергии газа, связанные с ростом «загромождения» канала решётки выходными кромками лопаток

Анализ параметров турбин, представленных на рис. 7, показывает, что наиболее рациональна по сравнению с исходным вариантом схема турбины  $Z_T = 2 + 1$ . Однако в этом случае следует проанализировать особенности газодинамической эффективности переходного диффузорного канала, степень раскрытия которого несколько возрастает с величины  $F_1/F_2 = 1,39$  до 1,454, но в существенной степени изменяется криволинейность линий, образующих профиль этого канала.

**4.2.** Оценка границы устойчивости межтурбинного переходного канала в настоящее время может быть выполнена только по критериальным зависимостям. Кольцевые диффузоры по своей геометрии находятся в промежуточном положении между плоскими и коническими диффузорами. Это даёт основание полагать, что критическая длина кольцевого диффузора, при котором течение в нём является устойчивым, может быть определена как:

$$(l_{кр})_{кольц} = k l_{кон} + (1 - k) l_{пл}, \quad (6)$$

где  $k$  — коэффициент, учитывающий отличие кольцевого диффузора от плоского и конического и

$$\text{изменяющийся от 0 до 1, } k = \frac{1}{L} \int (1 - \bar{d}) dL.$$

Так как границы устойчивости плоских и конических диффузоров незначительно отличаются друг от друга и в области устойчивого течения эффективность плоских и конических диффузоров близка при одинаковых относительных параметрах  $m = F_1/F_2$  и  $l = L/(R_{гидр})_{вход}$ , то можно принять линейный закон изменения коэффициента  $k$  при  $(m, l) = \text{const}$ :

$$k = 1 - \bar{d}, \quad (7)$$

где  $\bar{d} = \frac{d}{D}$ .

Аналогичный подход, на начальном этапе проектирования, может быть принят для оценки коэффициента гидравлического сопротивления кольцевого диффузора:

$$(\xi_{д})_{кольц} = (\xi_{д})_{пл} \cdot \left[ 1 + k \cdot \left( \frac{\xi_{д,кон}}{\xi_{д,пл}} - 1 \right) \right] + \xi_{стоек}. \quad (8)$$

На рис. 8 показаны геометрические характеристики исследованных диффузоров и области А устойчивого и Б неустойчивого течения газа. Там же нанесены геометрические параметры вариантов переходных каналов турбин, показанных на рис. 7.

Следует обратить внимание на то, что переходные диффузорные каналы работают при значительной неравномерности закрутки потока газа на входе, характер которой показан на рис. 9.

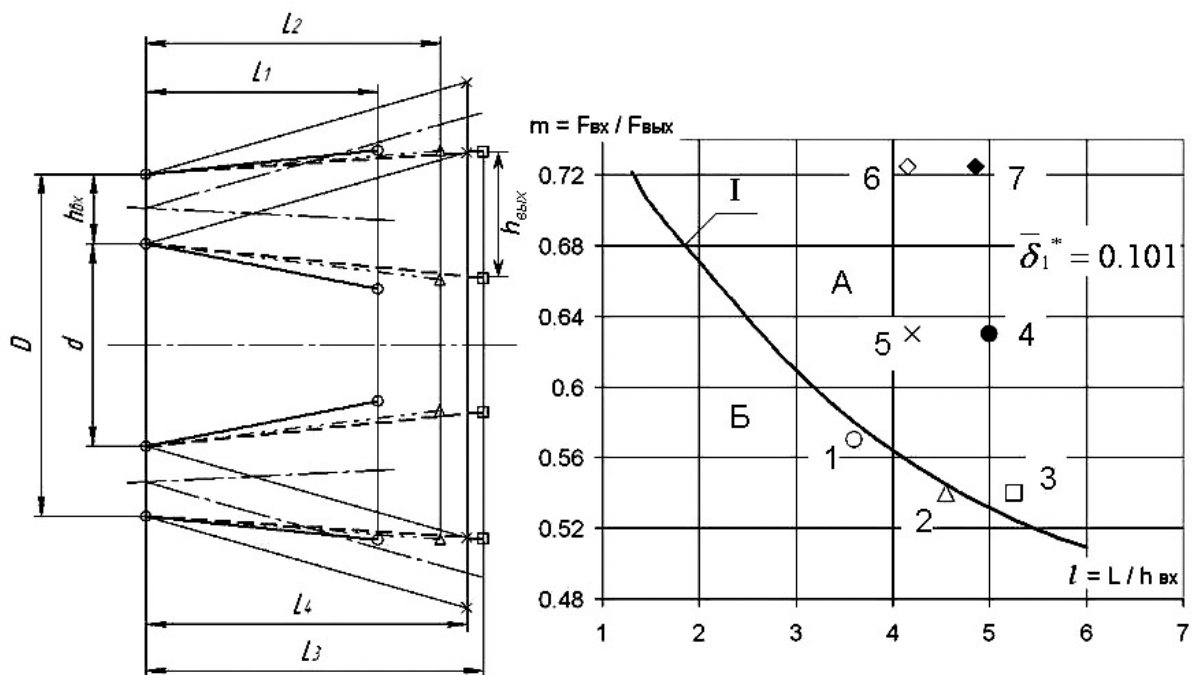


Рис. 8. Геометрические характеристики исследованных диффузных переходных каналов:

I — граница газодинамической устойчивости; А, Б — области устойчивого и неустойчивого течения газа в кольцевых диффузных каналах; 1, 2, 3 — экспериментальные диффузоры; 4 — модельный диффузор, исследованный в РГАТА Ю. Гладковым; 5, 6 — переходные каналы в турбинах РД-600, ТВ7-117 при  $z_T = 2+2$ ; 7 — расчетный переходный канал в турбине ТВ7-117 при  $z_T = 1+1$

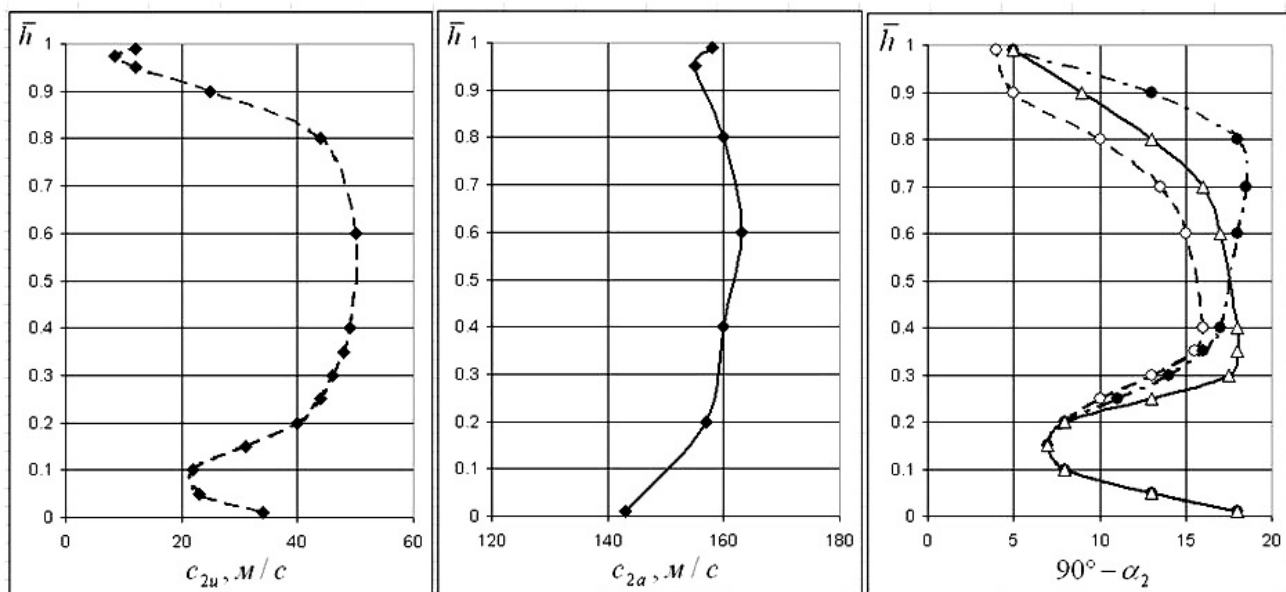


Рис. 9. Эпюры закрутки газа и скоростей потока на выходе из турбины при  $T_r^* = f(h) = \text{const}$ ,  $C_{1u} \times R = \text{const}$ : 1, 2, 3 — радиальные пояса изменений параметров потока в окружном направлении

Эпюра закрутки «завалена» по краям, на внутреннем и наружном диаметрах турбины. Поэтому силовую стойку, через которые пропущены различные магистрали, нельзя спроектировать без углов атаки к набегающему потоку. Наиболее простым и рациональным выходом из этой ситуации является

проектирование межтурбинного переходного канала без силовых стоек, как это реализовано в большом числе современных отечественных и зарубежных ВРД, как например, Sam 146, ПД-14, PW 207, Ардиден1Н и др.

## Выводы

1. Проведенные исследования позволяют сформулировать основные задачи, решаемые при проектировании вертолётных ГТД, и необходимость широкого внедрения комплексного подхода к анализу выбираемых параметров, учитывающего взаимное влияние выбираемых параметров всех узлов, его составляющих.

2. Выбор параметров и разработка конструкций отечественных ВРД должны вестись с учётом возможного их преобразования в семейства двигателей различного типа и назначения.

3. Величины основных параметров ВРД — мощности или тяги, максимальной температуры газа перед турбиной, частоты вращения роторов и др., должны выбираться с учётом некоторого увеличения их номинальных величин, который является «резервом», используемым при штатных и нештатных ситуациях в эксплуатации, а также при модифицировании двигателя с целью улучшения эксплуатационных характеристик или расширения области применения.

4. Сокращение числа деталей и повышение ресурса и надёжности узлов ВРД остаётся одной из важнейших задач, решаемых при проектировании или модифицировании отечественных конструкций ВРД.

## Библиографический список

1. Григорьев В.А., Пономарёв Б.А. и др. Вертолётные газотурбинные двигатели. — М.: Машиностроение, 2007.

2. Васильев Б.П., Коваль В.А. и др. Основы проектирования газотурбинных двигателей и установок. — Харьков: Контраст, 2005.

3. Иностранные авиационные двигатели, 2005: Справочник ЦИАМ / Общая ред. В.А. Скибин, В.И. Солонин. — М.: Изд. дом «Авиамир», 2005.

4. Нестеренко В.В. Облик, параметры и особенности комплексного проектирования узлов горячей части современных и перспективных ТВЛД // 8-я международная конференция «Авиация и космонавтика — 2009». Тезисы докладов. М.: Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2009.

5. Богомолов Е.Н. Исследование аэродинамики диффузорных течений применительно к задачам проектирования межтурбинных переходников // Сб. научных трудов. Вестник РГТА им. П.А. Соловьёва. — Рыбинск, 2007. №2.

6. Молочников В.М. Определение аэродинамических характеристик предотрывных диффузоров на основе обратной задачи пограничного слоя // Инженерно-физический журнал. 1992. №6.

7. Агачев Р.С., Архипов А.И. и др. Исследование совместной работы турбины с диффузором // Охлаждаемые газовые турбины летательных аппаратов. — Казань.: Изд. КАИ, 1990.

8. Копелев, Нестеренко В.Г. Влияние конфузорности межлопаточного канала на потери в турбинной решётке профилей с наклонными торцовыми стенками // Известия Академии Наук. Энергетика и транспорт. 1967. №3.

9. Амелюшкин В.Н. Влияние закрутки потока на эффективность криволинейного диффузора // Энергомашиностроение. 1963. №12.

Московский авиационный институт

Статья поступила в редакцию 19.11.2009