

## Новые схемы и особенности рабочего процесса газотурбинных двигателей на базе каскадного обменника давлением

## New patterns and peculiarities of the gas turbine working process on the base of cascade pressure exchanger

Aleksander Krajniuk<sup>1</sup>, Oleh Klyus<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля  
91034, г. Луганск, кв. Молодежный 20а

<sup>2</sup> Морская Академия, Maritime University of Szczecin  
70-500 Szczecin, ul. Wały Chrobrego 1–2, e-mail: olegklus@o2.pl

**Key words:** cascade pressure exchanger, gas turbine, heat exchanger, energy exchange, cascade exchange, circuit's maximum temperature

### Abstract

The paper describes the main directions of gas turbines improvement in terms of application of the cascade pressure exchange rules for air compression in the machine's working cycle. The final calculation results of the four variants of the working process organization on the base of the two-stage gas turbine compression unit with inter-cooling and heating of the gas medium are presented. Opportunities and provision of energy efficiency increase of cascade pressure exchange gas turbine by increasing the maximum temperature of the circulation and recirculation of waste heat gas compression are shown.

### Введение

Компактность, высокая агрегатная мощность и динамическая уравновешенность современных газотурбинных двигателей (ГТД) обуславливает их привлекательность для использования в качестве первичных силовых агрегатов мобильных систем. Основным препятствием широкого внедрения ГТД в наземном транспорте является свойственная лопаточным машинам высокая чувствительность к изменению практически всех режимных параметров установки, что проявляется в ухудшении тяговых и экономических показателей даже при незначительном отклонении режимов ее работы от номинального. Особенно неудовлетворительными для переменных условий эксплуатации ГТД являются показатели приемистости и топливной экономичности на холостом ходу. В виду высокой частоты вращения ротора турбоагрегаты имеют ограниченный ресурс и требуют высоко-

го уровня технического обслуживания. Незначительная разбалансировка роторов, например, вызванная загрязнением или обрывом лопатки, порождает чрезвычайное усиление вибрационных и динамических нагрузок.

Несмотря на высокий термический к.п.д. теоретического цикла возможность повышения энергетической эффективности ГТД (увеличением максимальной температуры цикла) на практике ограничивается термостойкими свойствами применяемых в турбостроении материалов. Одно из известных направлений возможного увеличения отношения граничных температур цикла при ограничении температуры газов перед турбиной связано с использованием волнового обменника давления (ВОД) в качестве верхней ступени сжатия в ГТД [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Идею использования ВОД в цикле ГТД впервые предложил Claude Seippel из компании

Brown Boveri Company (BBC) в Швейцарии в 1942 [7, 8]. Теперь BBC это Asea Brown Boveri (ABB), а ВОД, так называемая система «Com-plex» используется в автомобильных и более тяжелых дизельных двигателях [9, 10].

Интерес к ВОД возобновился недавно [5, 6, 11, 12, 13], подробный термодинамический анализ некоторых направлений совершенствования ГТД использованием ВОД приведен в работе [5].

Основное преимущества использования ВОД заключается в возможном увеличении термодинамической эффективности цикла повышением его максимальной температуры при ограничении температуры газов перед турбиной.

Согласно схеме на рис. 1 сжатый в компрессоре воздух поступает в ВОД и далее сжимается в каналах ротора.

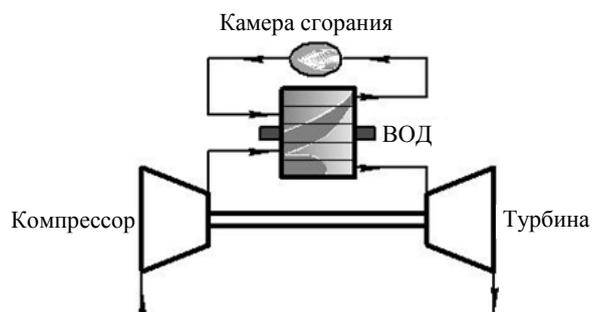


Рис. 1. ГТУ с ВОД

После дополнительного сжатия в ВОД, воздух, поступает в камеру сгорания. Горячий газ из камеры сгорания направляется в ВОД, где сжимает воздух, поступающий в него из компрессора. Энергетическим источником дополнительного сжатия воздуха является работа частичного расширения горячих газов в ВОД непосредственно перед полным расширением их в турбине. В этой конфигурации, горение происходит при более высоком давлении и температуре чем в стандартном ГТД но с тем же давлением после компрессора и таким же ограничением температуры газов перед турбиной.

Практическая возможность повышения температуры газов в линии высокого давления ГТД обусловлена охлаждающей способностью, ротора прямооточного ВОД, поддерживать среднюю температуру стенок благодаря периодическому охлаждению ячеек воздухом. По данным [6] давление газов перед турбиной на 15...20% выше давления сжатия в компрессоре. В стандартном ГТД напротив давление перед турбиной всегда ниже давления сжатия в компрессоре ввиду гидравлического сопротивления камеры

сгорания. В результате повышения давления в ВОД увеличивается мощность турбины и общий термический к.п.д. ГТД.

Вместе с тем использование ВОД в качестве верхней ступени сжатия в газотурбинном двигателе не устраняет, а в ряде случаев усугубляет главный недостаток газотурбинного двигателя – неудовлетворительную эффективность на переходных и частичных режимах. Ярко выраженный волновой характер обменных процессов в ВОД предопределяет чувствительность его расходных характеристик к термодинамическим параметрам рабочих сред в газораспределительных окнах и частоте вращения ротора. Отклонение режима работы ГТД от расчетных условий сопровождается резким ухудшением показателей работы ВОД, как вследствие рассогласования моментов подключения ячеек к газораспределительным окнам, так и вследствие увеличения неполноты вытеснения сжатого воздуха в камеру сгорания. На режимах, значительно удаленных от номинального, разрушение настроенной картины взаимодействия первичных волн с передними кромками окон отвода рабочих сред приводит к исчезновению продувочного импульса в линиях низкого и высокого давления и, следовательно, – к снижению давления газов перед турбиной относительно давления воздуха, нагнетаемого компрессором. Следует также заметить, что неизбежная диссипация энергии в процессе формирования и взаимодействия сильных ударных волн ограничивает к.п.д. лучших образцов ВОД на расчетных режимах значением 0,59...0,61 [14].

Значительный скачок эксплуатационных показателей транспортного ГТД может быть достигнут применением принципов каскадного обмена давлением для осуществления сжатия газо-воздушных рабочих сред в рабочем цикле установки. Агрегаты, реализующие такое сжатие – каскадные обменники давления, представляют собой новое поколение обменников давления с преимущественно статическим характером взаимодействия сжимающей и сжимаемой сред [15, 16].

### Свойства каскадного обменника давления

Рабочий цикл КОД, построенный на рекуперативном использовании потенциальной энергии остаточного давления для осуществления основного сжатия воздуха в процессе каскадного энергообмена отличается высоким к.п.д., а также нечувствительностью к удалению

эксплуатационного режима от расчетных условий. Замечательная особенность рабочего цикла КОД заключается в незначительном влиянии неполноты вытеснения сжатого воздуха из ячеек ротора (эффекта так называемого «мертвого объема») на к.п.д. обменника. Причина такой нечувствительности вполне объяснима. Действительно, энергия сжатого воздуха, оставшегося в ячейке после разобщения с окном воздуха высокого давления, участвует в процессе каскадного массообмена и, следовательно, наряду с энергией сжимающего газа в ячейке непосредственно расходуется на последующее сжатие свежего заряда.

Поскольку лишь незначительная часть сжимающего газа расходуется на «досжатие» предварительно сжатого в процессе каскадного массообмена воздуха, в КОД имеет место примерное равенство объемных расходов сжимающей и сжимаемой сред. При этом отношение массовых расходов при незначительном превышении давления сжимающего газа  $P_{g1}$ , относительно давления нагнетаемого воздуха  $P_k$ , близко обратному отношению температур этих сред.

Относительно невысокая частота вращения ротора (2000...3000 мин<sup>-1</sup>) обуславливает существенно большую надежность и менее жесткие технологические требования к изготовлению каскадных обменников относительно турбокомпрессоров и ВОД.

Высокая эффективность и надежность КОД подтверждена испытаниями ряда опытных образцов на стенде моторных испытаний на базе дизеля 6ЧН12/14 (см. рис. 2) в лаборатории кафедры ДВС ВГУ им. В. Даля. Так, при параметрах сжимающего газа  $T_{g1} = 850$  К,  $P_{g1} = 250$  МПа достигнутое к.п.д. обменника с 10-ю массообменными каналами составляет  $\eta_{код} = 0,84$ . Резерв дальнейшего повышения к.п.д. обменника связан с увеличением числа массообменных каналов и снижения утечек рабочих сред в торцевых сопряжениях ротора.

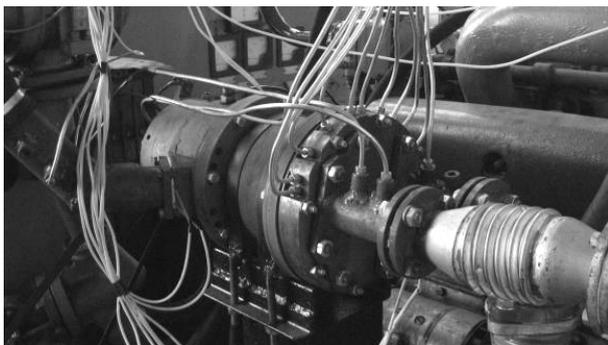


Рис. 2. Опытный образец КОД

Энергетическая эффективность рабочего цикла КОД реализуется в значительном превышении расхода сжимаемого воздуха относительно сжимающей среды, тем в большей степени, чем выше температура последней (см. рис. 3). Отмеченное свойство «умножения расхода» раскрывает перспективу создания на базе КОД принципиально новых устройств теплопреобразующих машин широкого назначения: тепловых компрессоров [17], газотурбинных двигателей, воздушных холодильных машин [18, 19], генераторов газов [20], а также систем наддува высокофорсированных ДВС [21, 22].

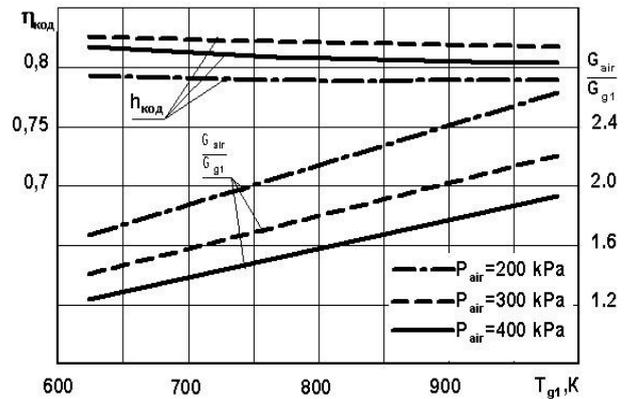


Рис. 3. Влияние температуры сжимающей среды  $T_{g1}$  на к.п.д.  $\eta_{код}$  и отношение расходов сжимаемой и сжимающей сред  $G_{air} / G_{g1}$  в КОД

### Использование принципов каскадного обмена давлением в системах сжатия воздуха

В простейшей схеме теплового компрессора (рис. 4а) на базе каскадного обменника давления 1, окно подвода высокого давления 2 сообщено с окном отвода высокого давления 3 посредством канала 4 с размещенным в нем источником теплоты 5 (внутреннего сгорания или внешнего подвода теплоты). Патрубок 6

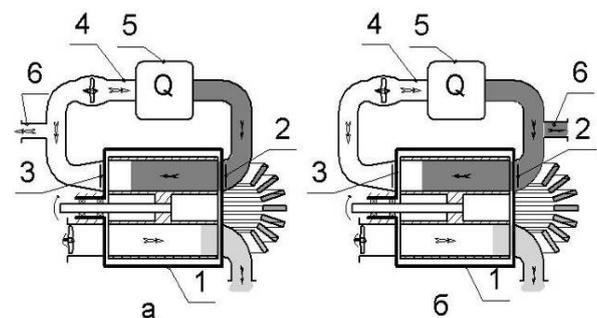


Рис. 4. Принципиальные схемы теплового компрессора (а) и генератора газов (б): 1 – КОД, 2 – окно подвода высокого давления, 3 – окно отвода высокого давления, 4 – канал высокого давления, 5 – источник подвода теплоты, 6 – патрубок отбора рабочего тела

отвода сжатого воздуха к потребителю подключен к каналу 4 между окном 3 и источником теплоты 5. Часть нагнетаемого обменником 1 воздуха через патрубок 6 отводится к потребителю, другая – через канал 4 направляется в источник теплоты 5, где подогревается, и далее подводится к окну 2 в качестве сжимающей среды.

Эффективность работы теплового компрессора оценивается энергетическим к.п.д. ( $\eta_k$ ) согласно выражению:  $\eta_k = (G \cdot H)/Q$ , где  $G$  – расход сжатого воздуха,  $H$  – адиабатический теплоперепад,  $Q$  – подведенная теплота.

С точки зрения преобразования первичной тепловой энергии, экспериментально подтвержденные значения  $\eta_k$  теплового компрессора, достаточно высоко. На режимах  $T_z = 1000 \dots 1100$  К для  $\pi_k = 3,9 \dots 4,2$ ,  $\eta_k = 0,2 \dots 0,215$ . Напорность теплового компрессора зависит от относительного расхода сжатого воздуха  $\bar{G}_{отб}$ , представляющего собой отношение расхода воздуха, отведенного к потребителю, к массовой пропускной способности ротора. Максимальная степень повышения давления  $\pi_k$  и оптимальное значение  $\bar{G}_{отб}$  по критерию минимальных энергозатрат заметно возрастает с повышением максимальной температуры цикла  $T_z$ . Уникальная простота одноступенчатого теплового компрессора обуславливает привлекательность его применения в системах воздухообеспечения с максимальным давлением нагнетания до 0,4...0,5 бар. Конструкция теплового компрессора легко трансформируется в генератор газа путем подключения патрубка отвода рабочего тела к каналу 4 между источником теплоты 5 и окном 2 подвода сжимающей среды (см. рис. 4). Характеристики производительности генератора газов аналогичны показателям теплового компрессора, но отличаются более высокими значениями энергетического к.п.д. [9].

Более высокую напорность и энергетическую эффективность реализует двухступенчатый тепловой компрессор КОД с промежуточным охлаждением сжимаемого воздуха и подогревом сжимающей среды рис. 5, 6 [11].

Применение агрегатов КОД в качестве компрессорной ступени ГТД позволяет осуществить сжатие рабочего тела в основном за счет прямого преобразования подводимой теплоты в результате внутреннего перераспределения индикаторной работы каскадного энергообмена с незначительным отвлечением механической энергии от вала отбора мощности. Благодаря этому силовая турбина

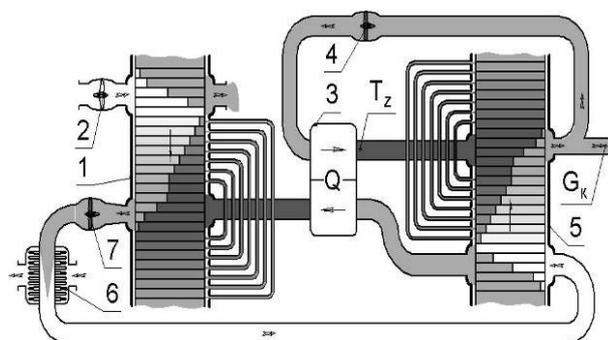


Рис. 5. Принципиальная схема двухступенчатого теплового компрессора КОД: 1 – КОД I, 2 – продувочный вентилятор, 3 – источник подвода теплоты, 4 – уплотнительный вентилятор, 5 – КОД II, 6 – охладитель, 7 – циркуляционный вентилятор

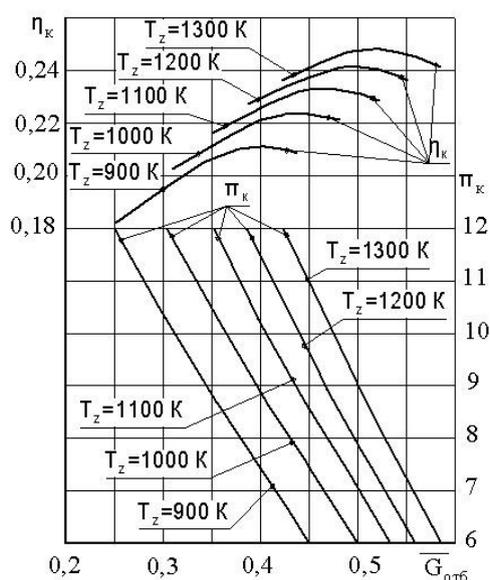


Рис. 6. Показатели работы двухступенчатого теплового компрессора КОД

газотурбинного двигателя каскадного обмена давлением (ГТД КОД) имеет в несколько раз меньшие размеры относительно турбины типичного ГТД эквивалентной мощности.

### Показатели газотурбинных двигателей с компрессорной ступенью каскадного типа

Существует большое разнообразие возможных схем устройств ГТД каскадного обмена давлением. В этой работе рассматриваются четыре варианта организации рабочего процесса ГТД на базе двухступенчатого компрессора КОД с промежуточным охлаждением сжимаемого воздуха и промежуточным подогревом расширяющихся газов рис. 7, 8, 9, 10.

В схеме на рис. 7 (вариант I) двухступенчатый агрегат каскадного сжатия с прямоточным движением рабочих сред используется

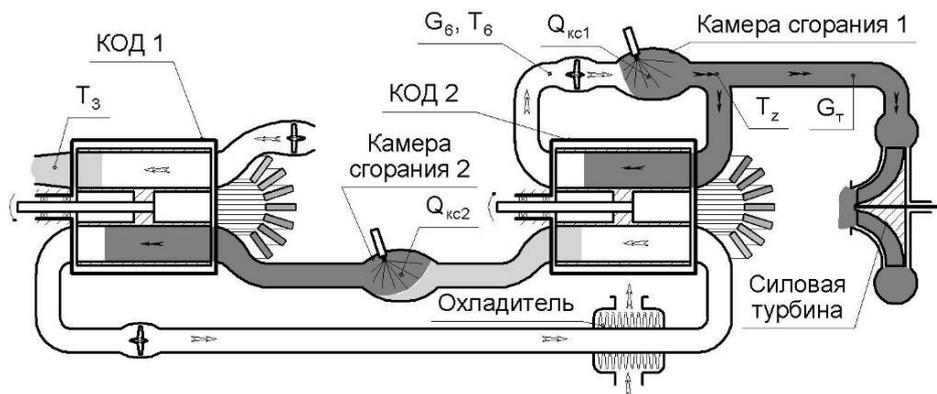


Рис. 7. Схема ГТУ с двухступенчатым агрегатом сжатия

Таблица 1. Параметры рабочего процесса и показатели ГТУ КОД по схеме варианта I (рис. 7)

$\eta_{ГТД}$	$N_{ГТД}$ [кВт]	$\pi_{к\Sigma}$	$\pi_{к1}$	$\pi_{к2}$	$Q_{кc1}$ [кДж/с]	$Q_{кc2}$ [кДж/с]	$Q_{рег}$ [кДж/с]	$G_{т}$ [кг/с]	$G_6$ [кг/с]	$T_{т}$ [K]	$T_6$ [K]	$T_3$ [K]
$T_z = 900 \text{ K}$												
0,233	46,2	6	2,63	2,28	149	30,3	0	0,160	0,3	900	406	666
0,253	48,8	8	3,01	2,65	142	36,4	0	0,150	0,3	900	430	639
0,262	49,7	10	3,35	2,98	136	42,6	0	0,143	0,3	900	449	618
0,265	49,9	12	3,66	3,28	131	46,3	0	0,136	0,3	900	466	602
$T_z = 1100 \text{ K}$												
0,256	64,8	6	2,62	2,29	209	30,2	0	0,185	0,3	1100	407	816
0,279	69,5	8	3,00	2,66	202	36,3	0	0,178	0,3	1100	431	782
0,292	72,1	10	3,34	2,99	196	42,6	0	0,171	0,3	1100	450	756
0,299	73,5	12	3,65	3,28	191	46,3	0	0,166	0,3	1100	466	736

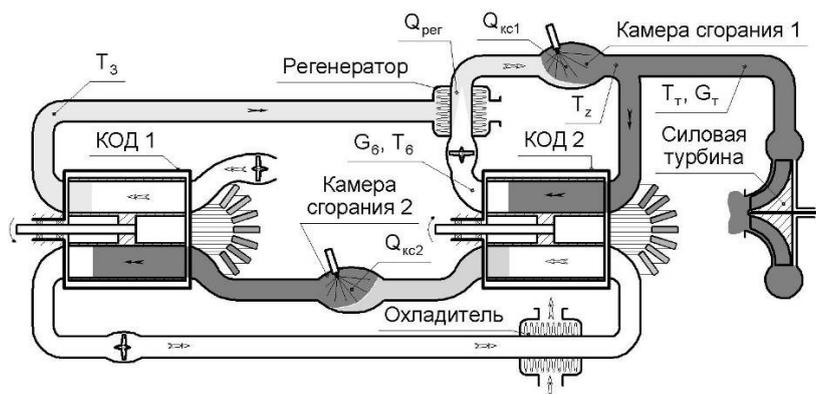


Рис. 8. Схема ГТУ с двухступенчатым агрегатом сжатия с регенерацией остаточной теплоты сжимающих газов

Таблица 2. Параметры рабочего процесса и показатели ГТУ КОД по схеме варианта II (рис. 8)

$\eta_{ГТУ}$	$N_{ГТД}$ [кВт]	$\pi_{к\Sigma}$	$\pi_{к1}$	$\pi_{к2}$	$Q_{кc1}$ [кДж/с]	$Q_{кc2}$ [кДж/с]	$Q_{рег}$ [кДж/с]	$G_{т}$ [кг/с]	$G_6$ [кг/с]	$T_{т}$ [K]	$T_6$ [K]	$T_3$ [K]
$T_z = 900 \text{ K}$												
0,279	46,2	6	2,63	2,28	120	30,3	29,4	0,160	0,3	900	406	666
0,295	48,8	8	3,01	2,65	117	36,4	25,1	0,150	0,3	900	430	639
0,298	49,7	10	3,35	2,98	114	41,6	21,4	0,143	0,3	900	449	618
0,295	49,9	12	3,66	3,28	113	46,3	17,9	0,136	0,3	900	466	602
$T_z = 1100 \text{ K}$												
0,304	64,8	6	2,62	2,29	171	30,2	37,8	0,185	0,3	1100	407	816
0,327	69,5	8	3,00	2,66	167	36,3	34,6	0,178	0,3	1100	431	782
0,337	72,1	10	3,34	2,99	164	41,6	31,7	0,171	0,3	1100	450	756
0,341	73,5	12	3,65	3,28	162	46,3	29,1	0,166	0,3	1100	466	736

в качестве генератора газов, непосредственно подключаемого к силовой турбине. Схема на рис. 8 (вариант II) отличается от схемы варианта I наличием регенератора остаточной теплоты сжимающих газов, покидающих первую ступень КОД. В схеме на рис. 9 (вариант III) двухступенчатый агрегат каскадного сжатия используется в качестве источника сжатого воздуха, нагнетаемого в силовую турбину после подогрева в регенераторе остаточной теплотой сжимающих газов. В схеме на рис. 10 (вариант IV) в качестве рабочей среды силовой турбины используется смесь воздушного и газового потоков, нагнетаемых двухступенчатым агрегатом каскадного сжатия.

Результаты расчетного определения эффективных показателей этих вариантов ГТД КОД с различными параметрами рабочего процесса сведены в табл. 1, 2, 3, 4. Согласно обозначениям в схемах на рис. 7, 8, 9 и 10 указаны:

$\eta_{ГТД}$ ,  $N_{ГТД}$  – эффективность и мощность двигателя;  $\pi_{к\Sigma}$ ,  $\pi_{к1}$ ,  $\pi_{к2}$  – степени повышения давления соответственно общая в двухагрегатах КОД, в агрегатах КОД 1-й и 2-й ступеней;  $Q_{кc1}$ ,  $Q_{кc2}$ ,  $Q_{рег}$  – мощность тепловых потоков соответственно в камере сгорания высокого давления, камере сгорания промежуточного давления, в регенераторе теплоты отработавших газов;  $G_6$  и  $T_6$  – соответственно расход и температура воздуха через окно высокого давления КОД 2-й ступени;  $G_T$  – расход газов через силовую турбину;  $T_z$  – максимальная температура цикла;  $T_T$  – температура рабочей среды перед силовой турбиной;  $T_3$  – температура сжимающих газов на выходе из второй ступени.

При расчете показателей работы ГТУ КОД к.п.д. силовой турбины принимается равным 0,81. Также учитывается снижение давления в камере сгорания на 3% (степень снижения давления в камере сгорания  $\pi_{кc} = 0,97$ ).

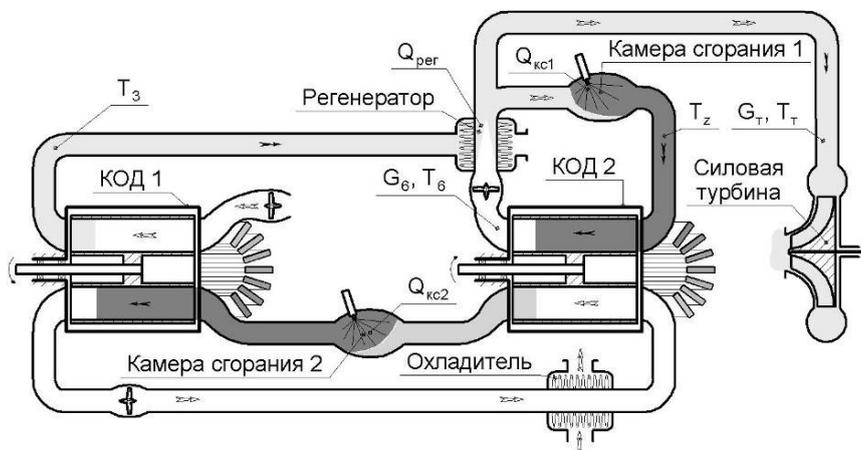


Рис. 9. Схема ГТУ с двухступенчатым агрегатом сжатия с воздушной силовой турбиной

Таблица 3. Параметры рабочего процесса и параметры ГТУ КОД по схеме варианта III (рис. 9)

$\eta_{ГТУ}$	$N_{ГТД}$ [кВт]	$\pi_{к\Sigma}$	$\pi_{к1}$	$\pi_{к2}$	$Q_{кc1}$ [кДж/с]	$Q_{кc2}$ [кДж/с]	$Q_{рег}$ [кДж/с]	$G_T$ [кг/с]	$G_6$ [кг/с]	$T_T$ [К]	$T_6$ [К]	$T_3$ [К]
$T_z = 900 \text{ K}$												
0,248	25,9	6	2,63	2,28	56,0	30,3	29,4	0,160	0,3	503	406	666
0,255	27,8	8	3,01	2,65	58,1	36,4	25,1	0,150	0,3	513	430	639
0,251	28,8	10	3,35	2,98	60,1	41,6	21,4	0,143	0,3	520	449	618
0,243	29,1	12	3,66	3,28	61,9	46,3	17,9	0,136	0,3	525	466	602
$T_z = 1100 \text{ K}$												
0,294	31,7	6	2,62	2,29	65,6	30,2	37,8	0,185	0,3	532	407	816
0,305	34,9	8	3,00	2,66	68,2	36,3	34,6	0,178	0,3	545	431	782
0,305	36,8	10	3,34	2,99	70,5	41,6	31,7	0,171	0,3	555	450	756
0,300	38,1	12	3,65	3,28	72,6	46,3	29,1	0,166	0,3	563	466	736
$T_z = 1300 \text{ K}$												
0,320	36,1	6	2,60	2,30	73,1	30,1	43,6	0,203	0,3	552	407	965
0,334	40,2	8	2,99	2,67	76,2	36,3	41,1	0,196	0,3	567	431	925
0,337	42,9	10	3,34	3,00	78,9	41,6	38,9	0,191	0,3	579	450	894
0,335	44,8	12	3,65	3,29	81,3	46,3	36,9	0,186	0,3	589	467	870

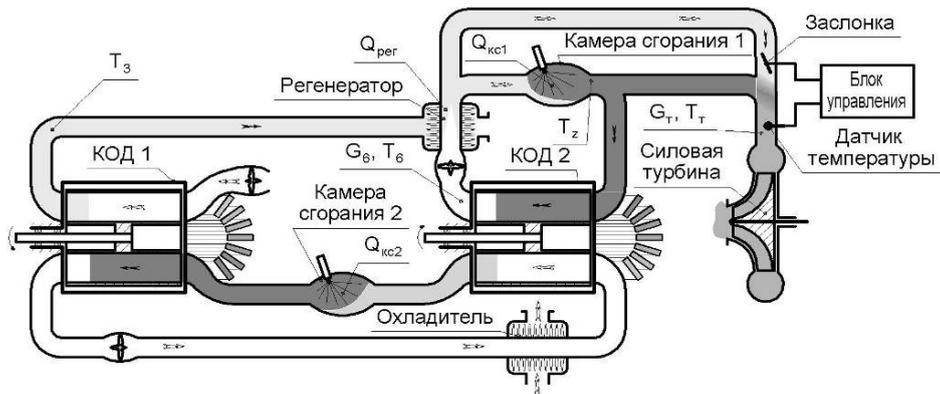


Рис. 10. Схема ГТУ с двухступенчатым агрегатом сжатия со смешением газового и воздушного потока перед силовой турбиной

Таблица 4. Параметры рабочего процесса и показатели ГТУ КОД по схеме варианта IV (рис. 10)

$\eta_{ГТУ}$	$N_{ГТД}$ [кВт]	$\pi_{к\Sigma}$	$\pi_{к1}$	$\pi_{к2}$	$Q_{кc1}$ [кДж/с]	$Q_{кc2}$ [кДж/с]	$Q_{рег}$ [кДж/с]	$G_t$ [кг/с]	$G_6$ [кг/с]	$T_t$ [К]	$T_6$ [К]	$T_3$ [К]
$T_z = 1100 \text{ K}$												
0,301	53,0	6	2,62	2,29	134	30,2	37,8	0,185	0,3	900	407	816
0,321	56,9	8	3,00	2,66	132	36,3	34,6	0,178	0,3	900	431	782
0,328	59,0	10	3,34	2,99	130	41,6	31,7	0,171	0,3	900	450	756
0,330	60,1	12	3,65	3,28	129	46,3	29,1	0,166	0,3	900	466	736
$T_z = 1300 \text{ K}$												
0,312	57,3	6	2,61	2,30	144	30,2	43,6	0,203	0,3	900	407	965
0,334	62,1	8	2,99	2,67	142	36,3	41,1	0,196	0,3	900	431	925
0,344	65,0	10	3,34	3,00	140	41,6	38,9	0,191	0,3	900	450	894
0,348	66,8	12	3,65	3,29	140	46,3	36,9	0,186	0,3	900	466	870
$T_z = 1300 \text{ K}$												
0,312	70,1	6	2,60	2,30	185	30,1	43,6	0,203	0,3	1100	407	965
0,337	75,9	8	2,99	2,67	181	36,3	41,1	0,196	0,3	1100	431	925
0,350	79,4	10	3,34	3,00	179	41,6	38,9	0,191	0,3	1100	450	894
0,356	81,6	12	3,65	3,29	177	46,3	36,9	0,186	0,3	1100	467	870

Неизменным для различных вариантов схем и условий организации рабочих процессов ГТД КОД является геометрические размеры агрегатов КОД обеих ступеней (наружные диаметры роторов соответственно 200 и 160 мм).

Следует заметить, что соотношения степеней сжатия воздуха в первой  $\pi_1$  и второй ступенях  $\pi_{II}$  не является произвольным, поскольку с одной стороны подчинено условию баланса расходов рабочих сред в линиях высокого давления первой ступени и низкого давления второй ступени, с другой – условию обеспечения продувки и вытеснения рабочих сред в ячейках роторов обоих КОД. В общем случае соотношения  $\pi_1$  и  $\pi_{II}$  зависят от общей напорности теплового компрессора  $\pi_k$  и максимальной температуры рабочего цикла  $T_z$ . Согласование расчетных значений  $\pi_{к1}$  и  $\pi_{к2}$  для каждого исследуемого варианта сочетания параметров, достигалось соответствующим изменением

пропускной способности ротора КОД второй ступени путем изменения частоты его вращения в диапазоне от 1700 до 2800 мин<sup>-1</sup>.

Анализ результатов расчета ГТД КОД с газовой силовой турбиной (табл. 3 и 4) показывает, что организация рабочего процесса по схеме варианта II обеспечивает сочетания высоких значений к.п.д. ( $\eta_{ГТД}$ ) и агрегатной мощности ( $N_{ГТД}$ ) (на режиме  $T_z = 1100 \text{ K}$ ,  $\pi_{к\Sigma} = 12$  достигнуты показатели  $\eta_{ГТД} = 0,314$ ,  $N_{ГТД} = 73,5 \text{ кВт.}$ ). Благодаря подогреву сжатого воздуха в регенераторе снижение количества теплоты подведенной в камеру сгорания второй ступени на этом режиме составляет 15,2%.

Преимущества рекуперативного цикла проявляются тем в большей степени, чем выше максимальная температура цикла  $T_z$  и ниже общая степень сжатия  $\pi_{к\Sigma}$ . Так, при параметрах  $T_z = 1000 \text{ K}$ ,  $\pi_{к\Sigma} = 6$  регенерация обещивает повышение  $\eta_{ГТД}$  на 19% (с 0,256 до 0,304), в то

время как при параметрах  $T_z = 800$  К,  $\pi_{к\sigma} = 12$  повышение  $\eta_{гтд}$  за счет регенерации составляет 7% (с 0,234 до 0,251). Вместе с тем, при выборе рациональных параметров ГТД КОД необходимо иметь ввиду следующие закономерности рабочего процесса:

1. С повышением  $\pi_{к\sigma}$  агрегатная мощность ГТД КОД растет за счет увеличения количества теплоты подводимой в камере сгорания промежуточной ступени, несмотря на уменьшение количества теплоты, подводимой в камере сгорания верхней ступени;
2. Оптимальное по критерию энергозатрат значение  $\pi_{к\sigma}$  зависит от максимальной температуры цикла  $T_z$ . С повышением  $T_z$  экстремум к.п.д. смещается в направлении больших значений  $\pi_{к\sigma}$ , и при  $T_z > 950$  К находится в области  $\pi_{к\sigma} > 12$ . Заметим, что реализация циклов с  $\pi_{к\sigma} > 12$  сопряжена с конструктивным усложнением устройства ГТУ из-за негативного влияния утечек в роторах КОД и необходимости использования многоступенчатой турбины.
3. Для фиксированных значений  $T_z$ , экстремум ГТУ с регенерацией (рис. 8) соответствует меньшим значениям  $\pi_{к\sigma}$  относительно ГТУ КОД без регенерации (рис. 7).

Снижение эффекта регенерации при повышении  $\pi_{к\sigma}$  объясняется приближением температуры сжатого в КОД воздуха к максимальной температуре цикла  $T_z$  и уменьшением количества утилизируемой теплоты, поэтому целесообразность применения регенерации, в конечном счете, зависит от соотношения максимальной температуры цикла к температуре окружающей среды. С другой стороны применение регенерации, благодаря снижению значений  $\pi_{к\sigma}$ , позволяет упростить конструкцию силовой турбины и снизить утечки рабочего тела через подвижные сопряжения проточных элементов ГТУ.

Заметим, что увеличение отношения граничных температур цикла ГТД КОД, как и в классических ГТД с лопаточным компрессором является ключевым фактором повышения  $N_{гтд}$  и  $\eta_{гтд}$ . Возможность существенного повышения максимальной температуры цикла  $T_z$  при сохранении весьма щадящих температурных условий работы силовой турбины заложена в схеме, представленной на рис. 9. Здесь в качестве рабочего тела силовой турбины используется сжатый в каскадном обменнике воздух, подогретый в регенераторе. Максимальная температура цикла реализуется в контуре высокого давления каскадного обменника,

способствуя повышению к.п.д. ГТД в целом, в то время как температура рабочего тела перед турбиной не превышает значений остаточной температуры расширившихся в КОД газов, поступающих в регенеративный теплообменник (см. табл. 9). К.п.д. ГТУ КОД с воздушной силовой турбиной при  $T_z = 1300$  К приближается к показателям ГТУ КОД с газовой турбиной и регенерацией на режиме  $T_z = 1100$  К (табл. 2), однако уступает последней по агрегатной мощности. В тоже время температура воздуха перед силовой турбиной в схеме варианта III даже при  $\pi_{к\sigma} = 12$  составляет всего 589 К. Столь заметное снижение термической напряженности проточных элементов силовой турбины в схеме варианта III способствует снижению стоимости установки ГТД и повышению ресурса ее работы.

Пожалуй наилучшим схемным решением устройства ГТУ КОД по критерию энергетической эффективности является комбинация вариантов II и III, как в схеме варианта IV, показанной на рис. 10. В этом устройстве с целью дальнейшего повышения экономичности ГТД температура рабочей среды перед турбиной дополнительно повышается и поддерживается на основных эксплуатационных режимах работы ГТД практически неизменной, в пределах ограничений термостойкости применяемых материалов. Такое регулирование осуществляется путем соответствующего разбавления горячих газов сжатым воздухом посредством байпасного канала с управляемым запорным органом.

Форсирование рабочего цикла ГТД КОД по  $T_z$  с одновременной оптимизацией температуры газовой среды перед силовой турбиной позволяет реализовать наиболее высокие мощностные и экономические показатели установки. Так, при  $T_T = 900$  К повышение максимальной температуры  $T_z$  с 900 К (табл. 3) до 1100 К (табл. 4) способствует росту  $\eta_{гтд}$  на 11,8% (с 0,295 до 0,33) и повышению  $N_{гтд}$  на 20% (с 49,9 до 60 кВт), а при повышении  $T_z$  с 900 К до 1300 К рост  $\eta_{гтд}$  и  $N_{гтд}$  соответственно составляет 18% и 33%. На режиме  $T_z = 1300$  К,  $\pi_{к\sigma} = 12$ ,  $T_T = 1100$  К к.п.д. ГТУ КОД со смешением газового и воздушного потоков перед силовой турбиной достигает значений 0,356.

## Выводы

Термодинамическая эффективность ГТУ КОД основывается на более высоком к.п.д. преобразования выделяемой в камере сгорания

теплоты в энергию сжатого воздуха относительно рабочего процесса классической ГТУ, где сжатие воздуха осуществляется в условном турбокомпрессоре, включающем лопаточный компрессор и эквивалентную по мощности часть силовой турбины. В рассматриваемых устройствах ГТУ КОД на привод обоих КОД затрачивается весьма незначительная мощность внешнего источника – работа сжатия воздуха осуществляется за счет внутреннего перераспределения энергии газовых потоков в проточных элементах агрегатов КОД. Лишь часть газа из камеры сгорания направляется в силовую турбину, которая, таким образом, имеет существенно меньшие размеры и развиваемую мощность при эквивалентной мощности ГТУ. С уменьшением расхода газов ( $G_{отб}$ ) через турбину снижаются абсолютные потери энергии в ней, поэтому несовершенство рабочего процесса турбины, в том числе, на нерасчетных режимах в меньшей степени влияет на общий к.п.д. ГТУ. И, наконец, отмеченная выше нечувствительность рабочего цикла КОД к неполноте вытеснения сжатого воздуха из ячеек ротора при отклонении частоты его вращения и термодинамических параметров рабочих сред от расчетных значений обуславливает существенное расширение области эффективной работы ГТУ с КОД.

Применение принципов каскадного сжатия газоздушных сред в рабочем цикле газотурбинного двигателя позволяет значительно улучшить тяговые и экономические показатели ГТД и раскрывает перспективу более широкого применения ГТД в качестве силовых установок наземного транспорта.

## Литература

- MATHIS G.P.: Wave enhanced Gas Turbine Engine Cycles. Cornell University, Ithaca, M.S. thesis, New York 1991.
- WILSON J., PAXSON D.E.: Jet engine Performance Enhancement Through Use of a Wave-Rotor Topping Cycle. NASA, 1993, TM-4486.
- PAXON D.E.: A Numerical of the Startup Transient in Wave Rotor. ASME J. Gas Turbines Power 119(3), 1997, 676–682.
- AKBARI P., MULLER N.: Performanse investigation of small gas turbine engines topped with wave rotors. Conference and exhibit, Huntsville Allabama 2003, AIAA2003-4414.
- AKBARI P., NALIM M.R., MULLER N.: Performance Enhancement of Microturbine Engines Topped With Wave Rotors. ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 128(1), 2006, 190–202.
- AKBARI P.A., NALIM M.R., MULLER N.: Review of Wave Rotor Technology and its Application. ASME O. Eng. Gas Turbines Power, 128(10), 2006, 717–734.
- MEYER A.: Recent Developments in Gas Turbines. Journal of Mechanical Engineering, 69, 4, 1947, 273–277.
- WEBER H.E.: Shock Wave Engine Design. John Wiley and Sons, New York 1995.
- MAYER A., ODA J., KATO K., HAASE W., FRIED R.: Extruded Ceramic – A New Technology for the Compress Rotor. SAE Paper 890452, 1989.
- ZEHNDER G., MEYER A., MATHEWS L.: The Free Running Compress. SAE Paper 890452, 1989.
- BENINI E., TOFFOLO A., LAZZARETTO A.: Centrifugal Compressor of A 100 KW Microturbine. Part 1 – Experimental and Numerical Investigation on Overall Performanse. ASME Paper GT2003-38152, 2003.
- ROGERS C.: Some Effects of Size on the Performance of Small Gas Turbine. ASME Paper GT2003-38027, 2003.
- WELCH G.E.: Overview of Wave-Rotor Technology for Gas Turbine Engine Topping Cycles. Novel Aero Propulsion Systems International Symposium, The Institution of mechanical Engineers, London 2000, 2–17.
- Крайнюк А.И., Сторчевс Ю.В.: Системы газодинамического наддува. Монография Изд-во ВУГУ, Луганск 2000.
- KLJUS O.V., KRAJNUIK A.I., ALEKSEEV S.V.: The principle organization of work process unit of cascade compression and its application. Scientific Journals Maritime University of Szczecin, Szczecin 2008, 14(86), 25–29.
- Крайнюк А.И., АЛЕКСЕЕВ С.В., БРЯНЦЕВ М.А.: Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления. Вісн. Східноукр. Нац. Ун-ту імені Володимира Даля, 8(90), Луганск 2005, 176–179.
- КРАJNUIK A.I.: Thermal compressor of cascade exchange by pressure: Silesian University of Technology, publication Faculty of Transport. I International Scientific Conference. Transport problems, Katowice–Kroczyce, 17–19, 2009, 186–191.
- Крайнюк А.И., Крайнюк А.А.: Новый принцип организации рабочего процесса систем кондиционирования воздуха железнодорожного и морского транспорта. Silesian university of technology publication faculty of transport. VIII Scientific Conference telematics, logistics and transport safety. Katowice–Cieszyn, 2008, 64–68.
- БРЯНЦЕВ М.А., Крайнюк А.А.: Использование принципов каскадного обмена давлением в рабочем цикле газовых холодильных машин. Двигатели внутреннего сгорания Научно-технический журнал, Харьков 2008, НТУ «ХПИ», 1, 57–61.
- Крайнюк А.И.: Новые схемы и принципы организации рабочих процессов теплоэнергетических машин. Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля, Вид-цтво СНУ, 7(125), Ч. 2, Луганськ 2010, 197–200.
- Крайнюк А.И., АЛЕКСЕЕВ С.В., БРЯНЦЕВ М.А., Крайнюк А.А., ДАНИЛЕЙЧЕНКО А.А.: Система наддува транспортного ДВС с каскадным обменником давления. Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля, Вид-цтво СНУ, 7(125), Ч. 2, Луганськ 2008, 197–200.
- Крайнюк А.И., АЛЕКСЕЕВ С.В., Крайнюк А.А.: Система наддува ДВС с глубоким охлаждением наддувочного воздуха. Двигатели внутреннего сгорания, Научно-технический журнал НТУ «ХПИ», 1, Харьков 2009, 57–61.