

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК: 621.438



МОЛЯКОВ
Валерий Дмитриевич
кандидат технических
наук, доцент



ТУМАШЕВ
Рамиль Зарифович
кандидат технических
наук, доцент
кафедры «Газотурбинные
и нетрадиционные
энергоустановки»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)
e-mail:
moljkov@power.bmstu.ru

Обоснование схем и параметров высокоэффективных газотурбинных установок для малой энергетики

В.Д. Моляков, Р.З. Тумашев

Исследованы схемы и параметры энергетических газотурбинных установок для малой энергетики, работающие в широком диапазоне изменения мощности. Показано преимущество многовальных блокированных установок с промежуточным охлаждением в процессе сжатия, промежуточным подогревом в процессе расширения и регенерацией теплоты, высокая эффективность которых обеспечивается при относительно низких термодинамических параметрах и сохраняется на режимах частичной мощности присоединением электрического генератора переменного тока с постоянной частотой вращения к валу высокого давления.

Ключевые слова: схемы, многовальные газотурбинные установки, режимы работы, параметры, частичная нагрузка, установки небольшой мощности, термодинамический цикл.

Justification of layouts and parameters of high-performance gas turbine units for small power engineering

V.D. Molyakov, R.Z. Tumashev

The article studies the layouts and parameters of the gas turbine units (GTU) for 'small' power engineering which should work in the broad power range. The advantage of multi-shaft blocked units with intercooling in the compression process, reheating in the expansion process and heat regeneration has been demonstrated. High performance of such units is obtained at relatively low

thermodynamic parameters and remains the same at the part load regimes as the result of connecting of the alternating-current electric generator shaft, which has constant rotation frequency, to the high pressure shaft of GTU.

Keywords: layout, multi-shaft gas turbine unit, operating duty, parameter, part load, 'small' power engineering, thermodynamic cycle.

Экономия топлива и улучшение экологических показателей при выработке электрической энергии и теплоты связаны с поиском перспективных направлений развития энергетических установок.

Автономные электростанции небольшой мощности стационарного и мобильного исполнения для малой энергетики в последнее время становятся все более востребованными. В качестве энергетических установок на них целесообразно использовать газотурбинные и дизельные, имеющие по сравнению с паротурбинными лучшие технико-экономические и экологические показатели. В свою очередь газотурбинные установки (ГТУ) по сравнению с дизельными имеют ряд преимуществ, касающихся, в основном, эксплуатационных затрат, стоимости жизненного цикла и работы на частичных нагрузках. Поэтому повышение экономичности ГТУ до 42% и выше в широком диапазоне изменения их мощности является актуальной задачей, решение которой обеспечивает их предпочтительное применение в качестве энергетических установок автономных электростанций.

Эффективность работы ГТУ на номинальном и переменном режимах определяется как тепловым воздействием на процессы сжатия и расширения и регенерацией теплоты уходящих газов, так и их схемно-компоновочным решением, определяемым количеством валов, местом отбора мощности, размещением лопаточных машин на валах отсеков [1–3]. Удельная мощность $N_{e\text{ уд}}$ и расход топлива C_e на номинальном режиме работы ГТУ, характеризующие степень совершенства установки, являются функцией значительного числа переменных: политропических КПД η_i газодинамических процессов в различных элементах уста-

новки, степеней повышения π_i и понижения π_{Ti} давления рабочего тела в процессах сжатия и расширения, коэффициентов полноты сгорания η_{Ti} топлива, степеней подогрева или охлаждения θ_i и теплоемкостей C_{pi} рабочего тела, степени регенерации $\sigma_{\text{рег}}$ теплоты выходящих из установки продуктов сгорания, относительного расхода топлива g_m , а также схемно-компоновочного выполнения ГТУ.

На режимах частичной мощности указанные параметры меняются в зависимости от режима работы установки, при этом, что является существенным, степень отклонения параметров от их номинальных значений определяется схемно-компоновочным решением ГТУ, что, в конечном счете, и определяет выбор рациональной программы регулирования и эффективность работы установки на переменных режимах.

Задачей проведенных исследований являлось определение термодинамических циклов и параметров рабочего тела, а также схем и компоновок газотурбинных преобразователей, обеспечивающих высокий КПД, не ниже 42%, как на номинальном режиме работы установки, так и на режимах частичной мощности в диапазоне изменения от 10 до 100% номинального значения.

В расчетных исследованиях эффективности и параметров ГТУ на номинальном режиме работы температура и давление рабочего тела при входе в компрессор низкого давления принимались равными соответственно 288 К и 0,10131 МПа, перед компрессорами высокого давления температура бралась равной 315... 325 К. Вместо политропических КПД газодинамических процессов η_i в воздухоохладителях, камерах сгорания, рекуператоре для удобства термодинамического анализа использовались коэффициенты сохранения полного давления σ_i , определяемые через η_i : в воздухоохладителях (в процессе отвода теплоты при сжатии) $\sigma_{xi} = 0,98$; в камерах сгорания (в процессе подвода теплоты к рабочему телу) $\sigma_{Ti} = 0,98$; в рекуператоре по горячей стороне $\sigma_{p\text{ Ti}} = 0,96$, по холодной $\sigma_{p\text{ ki}} = 0,98$.

КПД турбомашин в области оптимальных значений параметров принимались равными 0,86 для компрессоров и 0,9 для турбин с дальнейшим уточнением в зависимости от выбранных схем ГТУ, режимов их работы, степеней повышения давления π_k и температур рабочего тела T_r .

Введены следующие обозначения газотурбинных преобразователей, отличающихся друг от друга термодинамическими циклами и схемно-компоновочными решениями:

1Б — одновальная, блокированная ГТУ (турбины, свободные от привода компрессоров, отсутствуют);

1БО — одновальная, блокированная ГТУ с однократным охлаждением в процессе сжатия;

1БОП — одновальная, блокированная ГТУ с однократным охлаждением в процессе сжатия и однократным подогревом в процессе расширения;

1БОПР — одновальная, блокированная ГТУ с однократным охлаждением в процессе сжатия, однократным подогревом в процессе расширения и регенерацией теплоты уходящих газов;

2БВОПР — двухвальная блокированная схема с однократным охлаждением в процессе сжатия, однократным подогревом в процессе расширения, регенерацией, с двумя компрессорами и двумя турбинами, с нагрузкой на валу высокого давления;

2БВОПР_т — двухвальная блокированная схема с однократным охлаждением в процессе сжатия, однократным подогревом в процессе расширения перед турбиной среднего давления, регенерацией, с двумя компрессорами и тремя турбинами, с нагрузкой на валу высокого давления;

2БНОПР — двухвальная блокированная схема с однократным охлаждением в процессе сжатия, однократным подогревом в процессе расширения, регенерацией, с двумя компрессорами и двумя турбинами, с нагрузкой на валу низкого давления.

При термодинамическом анализе эффективности ГТУ условно было принято одновальное исполнение. Особенности перехода к двух-

вальным ГТУ с соответствующей компоновкой компрессоров, турбин, камер сгорания, теплообменных аппаратов и нагрузки учитывались при анализе переменных режимов работы. На номинальном режиме работы экономичность газотурбинных установок определяется, в основном, значениями термодинамических параметров и совершенством циклов и слабо зависит от числа валов и типа нагрузки [1–3]. Поэтому представленные на рис. 1–3 результаты исследований справедливы для ГТУ различных конструктивных схем, несмотря на некоторое отличие в термодинамической эффективности узлов.

Расчетный анализ показал, что в ГТУ, выполненных по схеме 1Б и работающих по простейшему циклу достижение высокого КПД свыше 42% на номинальном режиме работы возможно за счет повышения температуры рабочего тела перед турбиной до 1 623 К и выше (см. рис. 1), что сопровождается увеличением расхода воздуха на охлаждение турбин, высокой оптимальной степенью повышения давления 45...50 и, соответственно, значительным числом ступеней компрессоров и турбин.

Безрегенеративные ГТУ с промежуточными охлаждением и подогревом рабочего тела (схема 1БОП) имеют высокие значения КПД при умеренных температурах продуктов сгорания. На рисунке 1 видно, что КПД свыше 42% достигается при более низкой температуре газа $T_r = 1\ 473$ К, однако, оптимальная степень повышения давления в цикле ГТУ возрастает до значений, превышающих 80.

Регенерация теплоты в простом цикле ГТУ (по схеме 1БР) существенно повышает КПД установки, который при температуре газов перед турбиной $T_r = 1\ 223...1\ 473$ К и степени регенерации 0,85 превышает 42 % (см. рис. 2 и 3). Оптимальная степень повышения давления снижается при этом до значений 4...7 в зависимости от температуры газа T_r . Уменьшается число ступеней и стоимость лопаточных машин. С дальнейшим увеличением степени регенерации КПД растет, однако поверхности теплообмена и объем рекуператора существенно возрастают, что ухудшает технико-экономические показатели установки.

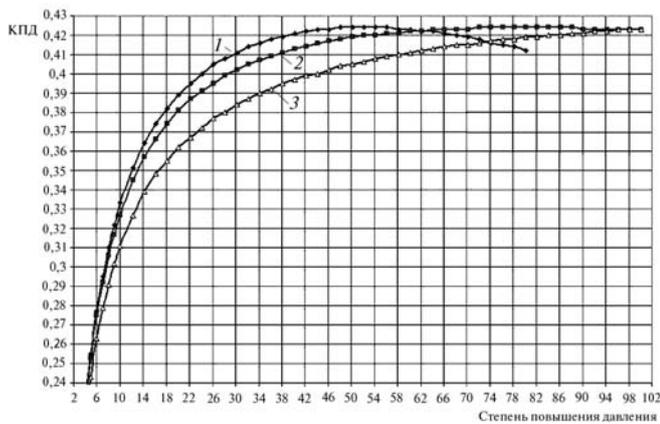


Рис. 1. КПД ГТУ простого цикла (1Б), цикла с промежуточным охлаждением (1БО) и цикла с промежуточным охлаждением и промежуточным подогревом (1БОП) при температурах газа:
 1 — схема ГТУ 1Б, $T_r = 1623$ К; 2 — схема ГТУ 1БО, $T_r = 1573$ К; 3 — схема ГТУ 1БОП, $T_r = 1473$ К

В регенеративных ГТУ с промежуточным охлаждением в процессе сжатия и промежуточным подогревом в процессе расширения (схема 1БОПР) возможно достижение КПД на номинальном режиме работы установки на уровне 46...47% при низких температурах газа $T_r = 1223$ К перед турбинами и свыше 50% — при $T_r = 1473$ К (см. рис. 2 и 3). Термодинамически это самый эффективный цикл ГТУ среди рассмотренных, позволяющий достичь наибольший КПД при одинаковых температурах газа T_r , степенях регенерации $\sigma_{\text{рег}}$ и глубинах охлаждения Θ_r .

Дальнейшее увеличение числа ступеней охлаждения и подогрева в процессах сжатия и расширения приводит к еще большему термодинамическому совершенству, но одновременно и к существенному конструктивному усложнению установки.

Таким образом, высокого значения КПД на номинальном режиме работы можно достичь в ГТУ, выполненной по простейшей схеме за счет увеличения максимальной температуры цикла свыше 1600 К. Однако при этом возникают проблемы с охлаждением проточной части турбин, ресурсом. Кроме того, работа установки на переменных режимах не является экономичной [3]. Термодинамически более совершенными являются ГТУ с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом

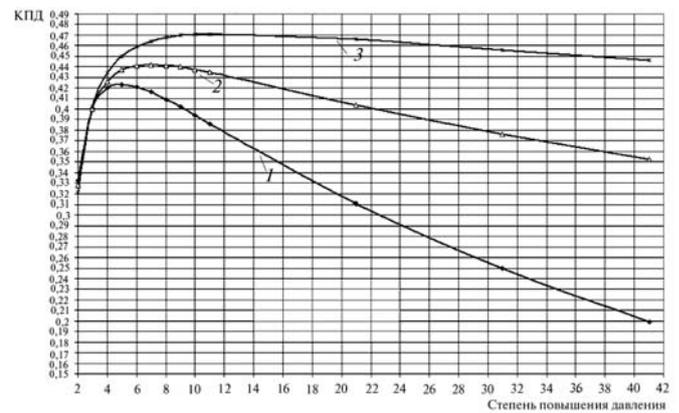


Рис. 2. КПД регенеративных ГТУ при температуре газа $T_r = 1223$ К и степени регенерации $\sigma = 0,85$:
 1 — схема ГТУ 1БР; 2 — схема ГТУ 1БОР; 3 — схема ГТУ 1БОПР

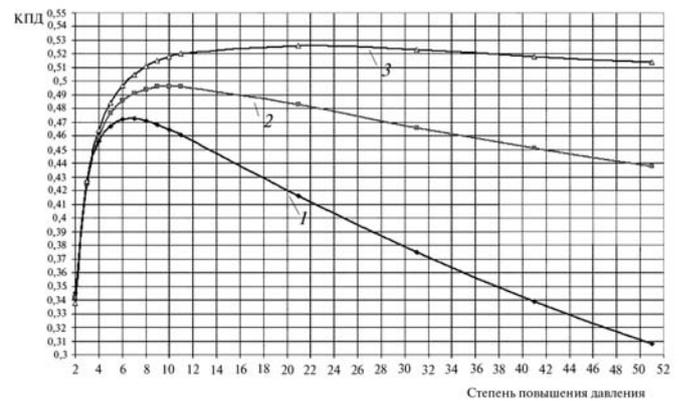


Рис. 3. КПД регенеративных схем ГТУ при температуре газа $T_r = 1473$ К и степени регенерации $\sigma = 0,85$:
 1 — схема ГТУ 1БР; 2 — схема ГТУ 1БОР; 3 — схема ГТУ 1БОПР

и регенерацией, которые обеспечивают КПД свыше 42% при умеренных температурах рабочего тела не более 1200 К, что позволяет избежать охлаждения турбин, снизить удельную стоимость за счет применения дешевых конструкционных материалов, упрощения конструкции, повысить ресурс и надежность. Газотурбинные установки малой мощности предназначены, как правило, для работы в автономном режиме при широком диапазоне изменения нагрузки. Экономичность ГТУ на режимах частичной мощности во многом определяется схемой установки, компоновкой агрегатов, количеством валов, размещением нагрузки на соответствующем валу, законом, способом

и программой регулирования. Поэтому целесообразно рассмотреть переменный режим именно таких карнотизированных регенеративных ГТУ, но выполненных по различным схемно-компоновочным решениям. При этом ГТУ должна сохранить высокую экономичность на режимах в диапазоне от 0,1 до номинального значения.

Проведенные исследования опирались на опыт, накопленный в МГТУ им. Н.Э. Баумана [3, 4], в области расчета характеристик многовальных газотурбинных двигателей, что позволило сократить число исследуемых схем, удовлетворяющих предъявленным требованиям, до двух наиболее рациональных:

1) двухвальной блокированной регенеративной ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха в процессе сжатия и промежуточным подогревом газа в процессе расширения перед турбиной низкого давления, с нагрузкой на валу высокого давления (рис. 4, схема 2БВОПР);

2) двухвальной блокированной регенеративной ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха в процессе сжатия и промежуточным подогревом газа в процессе расширения перед турбиной среднего давления, с нагрузкой на валу высокого давления (рис. 5, схема 2БВОПР_т).

Схемы ГТУ отличаются друг от друга расположением камеры сгорания промежуточного подогрева: перед турбиной низкого давления ТНД (см. рис. 4, схема 2БВОПР) и перед турбиной среднего давления ТСД, расположенной на роторе высокого давления с нагрузкой (см. рис. 5, схема 2БВОПР_т). Анализ режимов частичной мощности ГТУ проводился при условии неизменности геометрических характеристик проточной части установок, т. е. предполагалось, что лопатки направляющих и сопловых аппаратов компрессоров и турбин не являются поворотными.

Введение в схему ГТУ промежуточного подогрева газа позволяет получить большую удельную мощность и, следовательно, меньший расход воздуха и лучшие показатели переменного режима [4]. Исходя из требований к экономичности установки на переменном ре-

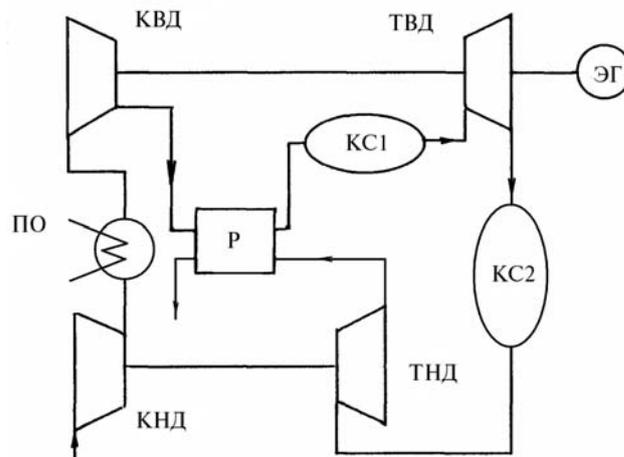


Рис. 4. Двухвальная блокированная регенеративная ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха и промежуточным подогревом газа перед турбиной низкого давления, с нагрузкой на валу высокого давления (схема 2БВОПР):

- КНД — компрессор низкого давления;
- ПО — промежуточный воздухоохладитель;
- КВД — компрессор высокого давления;
- Р — регенератор; КС1 — основная камера сгорания;
- ТВД — турбина высокого давления;
- ЭГ — электрогенератор переменного тока;
- КС2 — камера промежуточного подогрева;
- ТНД — турбина низкого давления

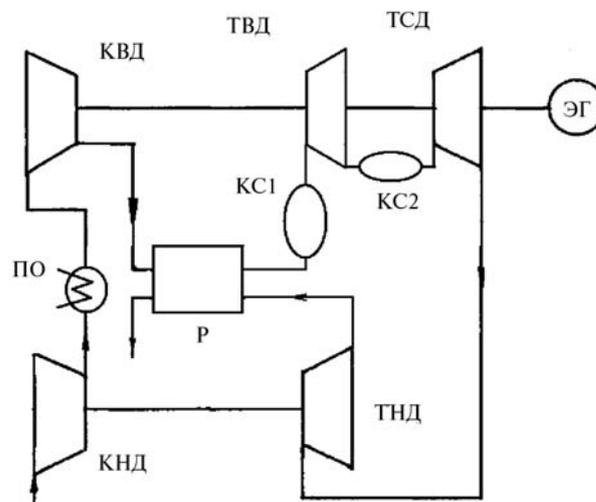


Рис. 5. Двухвальная блокированная регенеративная газотурбинная установка с промежуточным охлаждением воздуха и промежуточным подогревом газа перед турбиной среднего давления, с нагрузкой на валу высокого давления (схема 2БВОПР_т):

- КНД — компрессор низкого давления;
- ПО — промежуточный воздухоохладитель;
- КВД — компрессор высокого давления;
- Р — регенератор; КС1 — основная камера сгорания;
- ТВД — турбина высокого давления; КС2 — камера промежуточного подогрева; ТСД — турбина среднего давления; ЭГ — электрогенератор переменного тока; ТНД — турбина низкого давления

жиме, скорости набора или снижения мощности, целесообразно применение ГТУ, которая выполнена по двухвальной блокированной схеме с регулированием по программе, соответствующей постоянной частоте вращения ротора электрогенератора, размещенного на валу высокого давления. Двухвальное исполнение ГТУ позволяет оптимизировать частоты вращения лопаточных машин и повысить их КПД на 1...3% по сравнению с одновальным исполнением.

Проведенные исследования показали, что для автономной энергетической ГТУ, работающей в широком диапазоне изменения нагрузки от 0,1 до номинального значения, рациональной является двухвальная блокированная схема с нагрузкой $n_n = \text{const}$ (электрогенератор переменного тока на роторе высокого давления) с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией, позволяющая сохранить практически постоянным значение КПД в рассматриваемом диапазоне мощностей, превышающим 42% (рис. 6). Более предпочтительной является схема 2БВОПР_т из-за более низкой температуры рабочего тела при входе в рекуператор. Перенос нагрузки в ГТУ с ротора высокого давления на ротор низкого давления (схема 2БНОПР_т) в той или иной мере влияет на КПД ГТУ на переменных режимах работы. Для примера на рис. 6 показано влияние перевода нагрузки с вала высокого давления (схема 2БВОПР_т) на вал низкого давления (схема 2БНОПР_т) при различных законах регулирования: переменная ($n_{нд} = \text{var}$) или постоянная ($n_{нд} = \text{const}$) частота вращения ротора нагрузки. Видно, что при переносе нагрузки на ротор низкого давления КПД ГТУ при законе регулирования $n_{нд} = \text{var}$ сохраняет достаточно высокие значения на переменных режимах, но изменение закона регулирования на $n_{нд} = \text{const}$ (электрогенератор переменного тока) приводит к существенному снижению КПД на переменных режимах работы.

Промежуточное охлаждение и подогрев рабочего тела, повышающие КПД и удельную мощность ГТУ, на режимах частичной мощности позволяют сохранить устойчивую работу компрессоров, ограничить рост температуры

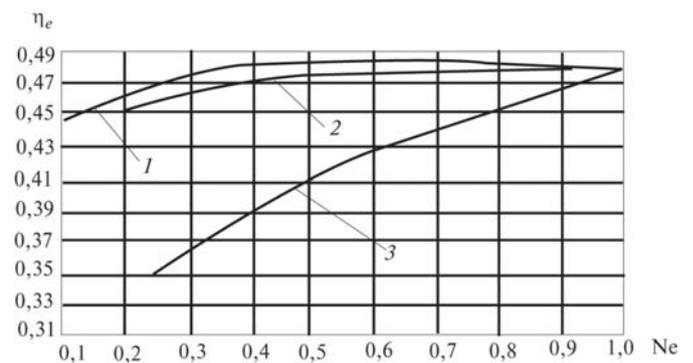


Рис. 6. КПД ГТУ различных схем на режимах частичной мощности:

- 1 — двухвальная блокированная регенеративная ГТУ (схема 2БВОПР_т) с промежуточными охлаждением воздуха и подогревом газа с нагрузкой на валу высокого давления ($n_{нд} = \text{const}$);
- 2 — двухвальная блокированная регенеративная ГТУ (схема 2БНОПР_т) с промежуточными охлаждением воздуха и подогревом газа, с нагрузкой на валу низкого давления ($n_{нд} = \text{var}$);
- 3 — двухвальная блокированная регенеративная ГТУ (схема 2БНОПР_т) с промежуточными охлаждением воздуха и подогревом газа с нагрузкой на валу низкого давления ($n_{нд} = \text{const}$)

перед турбинами и тем самым отказаться от регулирования проходных сечений лопаточных аппаратов. Возможность создания ГТУ без поворотных лопаток направляющих и сопловых аппаратов компрессоров и турбин существенно упрощает и удешевляет конструкцию, изготовление, эксплуатацию и систему регулирования ГТУ.

Основные преимущества двухвальных ГТУ (схема 2БВОПР), выполненных с промощаждением и промподогревом рабочего тела и регенерацией теплоты выходящих из установки продуктов сгорания с нагрузкой, расположенной на валу высокого давления и имеющей постоянную частоту вращения n_n на режимах частичной мощности (электрогенератор переменного тока), по сравнению с двухвальными и одновальными ГТУ схем 2БНОПР и 1БНОПР с нагрузкой $n_n = \text{const}$, расположенной на валу низкого давления (в случае двухвальной установки) состоят в следующем. Во-первых, возможно снижение мощности ГТУ за счет уменьшения расхода воздуха и, в меньшей степени, изменение термодинамических параметров, так как ротор низкого давления не связан с нагрузкой и частота вращения может меняться.

Во-вторых, возможно использование программы регулирования с сохранением $T_{r1} = \text{const}$ в основной камере сгорания в широком диапазоне изменения мощности ГТУ до 0,2...0,3 от номинального значения за счет снижения температуры газа T_{r2} в камере промежуточного подогрева вплоть до полного ее отключения. Дальнейшее снижение мощности обеспечивается уменьшением температуры в основной камере, что сопровождается существенным уменьшением КПД ГТУ.

Выводы

Показана возможность создания высокоэффективных ГТУ для малой энергетики с КПД свыше 42%. Установки выполняются по двухвальным блокированным регенеративным схемам с промежуточным охлаждением воздуха в процессе сжатия и промежуточным подогревом газа в процессе расширения (схема 2БВОПР_т). КПД свыше 42% достигается при относительно низкой температуре продуктов сгорания 1 100...1 200 К, степени повышения давления в компрессорах 7...9 и степени регенерации 0,85, что позволяет применять турбины с неохлаждаемыми лопатками, компрессоры и турбины с малым числом ступеней. При двухвальном исполнении ГТУ можно оптимизировать частоты вращения лопаточных машин и повысить их КПД на 1...3%.

ГТУ по схеме 2БВОПР_т с нагрузкой, присоединенной к ротору высокого давления, имеющего постоянную частоту вращения $n_n = \text{const}$, позволяет сохранить практически постоянным значение КПД в диапазоне изменения мощности от 0,1 до номинального значения.

ГТУ, выполненные по схеме 2БВОПР_т, имеют существенно лучшую экономичность на переменных режимах по сравнению с ГТУ, изготовленными по схеме 2БНОПР_т с нагрузкой на роторе низкого давления ($n_n = \text{const}$).

Введение промежуточного охлаждения и подогрева рабочего тела позволяет сохранить на режимах частичной мощности устойчивые режимы работы компрессоров, ограничить рост температур перед турбинами ГТУ, дает возможность отказаться от регулирования проходных сечений лопаточных аппаратов, что упрощает конструкцию и систему регулирования ГТУ.

Литература

1. Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1977. 447 с.
2. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок / Ю.С. Елисеев, Э.А. Манушин, В.Е. Михальцев и др. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 640 с.
3. Михальцев В.Е., Панков О.М., Юношев В.Д. Регулирование и вспомогательные системы газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1982. 95 с.
4. Моляков В.Д., Осипов М.И., Тумашев Р.З. Повышение эффективности режимов работы газотурбинного двигателя // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2006. № 3. С. 80—95.

Статья поступила в редакцию 28.06.2012