

Евгений Петрович Селезнев окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана. Генеральный конструктор — генеральный директор КБХМ им. А.М. Исаева.

Ye.P. Seleznyov graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School. General Designer – General Director of the Design Bureau of Chemical Engineering n.a. A.M. Isaev.

Феликс Михайлович Лебедев окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана. Главный специалист РКК “Энергия” им. С.П. Королева.

F.M. Lebedev graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School. Chief specialist of the Rocket and Space Corporation n.a. S.P. Korolyov.

Борис Борисович Петрикевич окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана. Профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана.

B.V. Petrikevich graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School. Professor of the Bauman Moscow State Technical University.

Статья поступила в редакцию 12.01.06

УДК 621.438-53

В. Д. Моляков, М. И. Осипов,
Р. З. Тумашев

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Проведен анализ путей повышения эффективности работы газотурбинного двигателя на режимах частичной мощности. Показано, что улучшение динамики, устойчивости и топливной экономичности на режимах частичной мощности многовалвных блокированных газотурбинных двигателей с электрической нагрузкой переменного тока достигается введением промежуточного подогрева рабочего тела в процессах расширения.

Экономичность газотурбинных установок и двигателей (ГТУ, ГТД) на номинальном режиме зависит от термодинамических параметров, совершенства цикла и слабо зависит от компоновки узлов, количества валов, размещения и типа нагрузки. При работе ГТД на переменных режимах в широком диапазоне изменения мощности их экономичность определяется многими другими факторами: схемой установки, компоновкой агрегатов ГТД, количеством валов, размещением нагрузки, типом нагрузки, конструкциями узлов (в частности, изменением проходных сечений) заданным законом, способами и программами регулирования, а также изменением внешних условий [1–4].

Для окончательного выбора схемы, компоновки и параметров ГТД необходимо исследовать влияние схемного решения, компоновки агрегатов и уровня принятых параметров узлов на эффективность переходных режимов и режимов частичной мощности ГТУ, что особенно

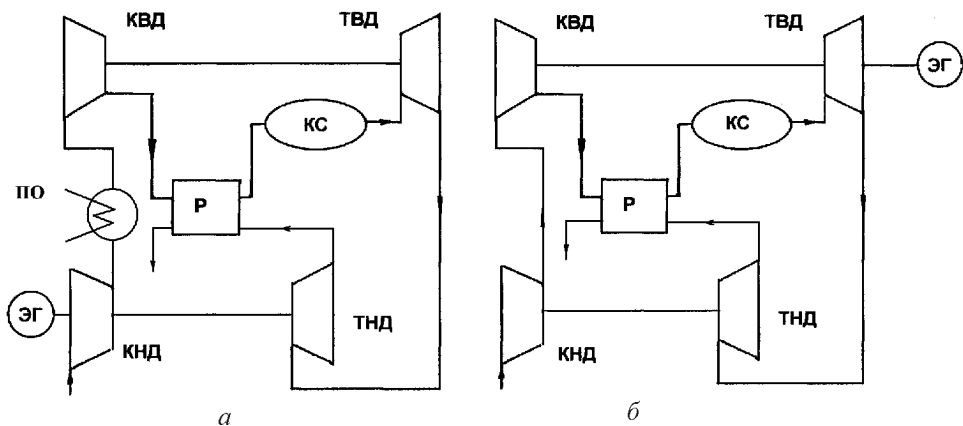


Рис. 1. Двухвальный блокированный регенеративный ГТД с нагрузкой на роторе низкого (а) и высокого (б) давления с промежуточным охлаждением воздуха между компрессорами (схема 2БНОР)

существенно для транспортных двигателей и автономных газотурбинных преобразователей малой энергетики.

Влияние схемного решения на эффективность режимов частичной мощности ГТД. Повышение КПД ГТУ достигается увеличением параметров π_k и T_g^* и применением многоагрегатной установки, включающей в себя регенерацию, промежуточные охлаждения и промежуточные подогревы [1]. Примером простой многоагрегатной установки является двухвальный блокированный ГТД с компрессором на каждом валу (рис. 1, 2, а, б). Нагрузка может быть подключена как к ротору низкого, так и к ротору высокого давления. В более простых вариантах установок отсутствуют промежуточная камера сгорания, воздухоохладитель и регенератор.

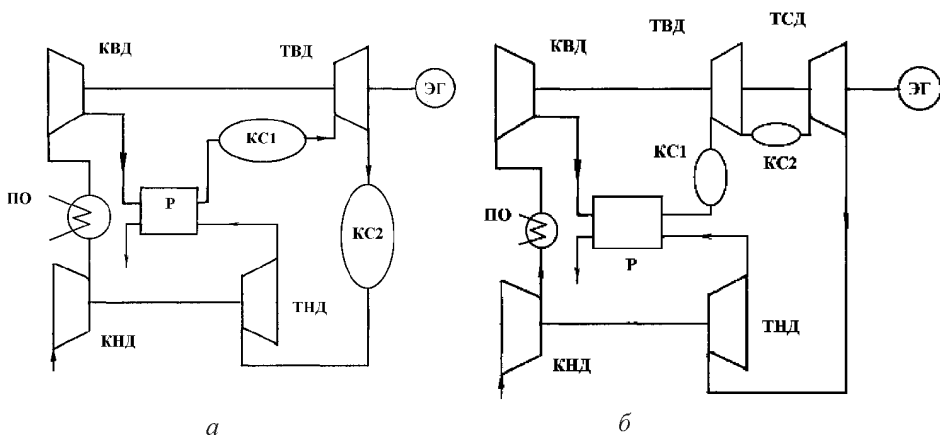


Рис. 2. Двухвальный блокированный регенеративный ГТД с нагрузкой на роторе высокого давления с промежуточным охлаждением воздуха между компрессорами и промежуточным подогревом газа: а – схема 2БВОПРт, б – схема 2БВОПР

Известны немногочисленные ГТД, выполненные по блокированным двухвальным схемам, имеющие нагрузку на валу низкого давления (ГТД по схеме 2БН). При использовании в ГТД генератора переменного тока (нагрузка первого типа) на роторе низкого давления с регулированием по закону $n = \text{const}$ первый компрессор (К1) работает при постоянной частоте вращения ротора ($n = \text{const}$) и, следовательно, расход воздуха изменяется незначительно, оставаясь близким к расчетному расходу воздуха. В этом случае уменьшение мощности возможно при достаточно большом снижении температуры газа T_r^* или параметра относительной температуры $v = T_r^*/T_a$ (T_a — температура окружающей среды). Такое регулирование приводит к значительному уменьшению КПД установки. Кроме того, уменьшение частоты вращения ротора компрессора высокого давления (КВД) в указанных схемах приводит к снижению пропускной способности КВД и к помпажу компрессора низкого давления (КНД). При регулировании нагрузки по закону $n/\sqrt{T_r} = \text{const}$ на частичных режимах частота вращения ротора уменьшается и в ГТУ, выполненной по схеме 2БН (двухвальная блокированная ГТУ с нагрузкой на роторе низкого давления), расход воздуха существенно снижается и увеличивается экономичность установки.

При нагрузке первого типа на роторе высокого давления (ГТД по схеме 2БВ — то же на роторе высокого давления) и регулировании по закону $n = \text{const}$ наилучшая экономичность на частичной нагрузке соответствует установке, выполненной по двухвальной схеме с регенератором или с регенератором и промежуточным охлаждением. В такой компоновке при уменьшении мощности уменьшается частота вращения ротора низкого давления с компрессором К1, что приводит к существенному уменьшению расхода воздуха; температура газа перед первой турбиной (Т1) остается достаточно высокой, а перед регенератором несколько повышается. На режимах частичной мощности температура T_r^* или отношение температур $v = T_r/T_a$ в установке без регенератора изменяется незначительно. А в установке, выполненной по схеме 2БН, — существенно. Поэтому установки, выполненные по схемам типа 2БВ, по сравнению с ГТД, основанным на схемах 2БН, имеют большую экономичность на режимах частичной мощности.

Применение регенератора с достаточной степенью регенерации существенно улучшает экономичность ГТД на расчетном режиме и на режимах частичной мощности.

Однако ГТД, выполненные по двухвальным блокированным схемам, с нагрузкой на роторе высокого давления или роторе низкого давления (ГТД по схеме 2БВ и 2БН) имеют существенные недостатки.

При нагрузке на роторе высокого давления при $n = \text{const}$ на режимах частичной мощности при некоторой комбинации таких параметров, как T_{r2}^*/T_a , π_{k10} , π_{t20} , π_{k1}/π_{k10} , π_{k1}/π_{t20} , η_k , η_t , C_{pnc}/C_{pv} (T_r^* —

температура рабочего тела за камерой сгорания; π_k, π_T — степень повышения давления в компрессоре и турбине; η_k, η_T — КПД компрессора и турбины), температура в турбинах может значительно превышать расчетную. Особенно это касается турбин низкого давления. Если же используется нагрузка $n = \text{var}$, требующая снижения частоты вращения КВД, то может возникнуть помпаж в КНД.

При нагрузке на роторе низкого давления при $n = \text{const}$ на режимах частичной мощности, кроме сниженного значения КПД, на режимах частичной мощности проявляется опасность помпажа. При других законах регулирования, когда с понижением мощности уменьшаются частота вращения нагрузки КНД, опасность помпажа в нем уменьшается.

Таким образом, необходимо исследовать возможность отрицательного воздействия этих факторов на режимы работы ГТД в заблокированных двухвальных схемах с размещением нагрузки на валу низкого или высокого давления и типа применяемой нагрузки и найти способы, уменьшающие или ликвидирующие эти факторы.

Особенности расчета переменного режима и регулирования двухвальных заблокированных ГТУ с нагрузкой на роторе низкого давления (см. рис. 1). ГТД, выполненные по такой схеме, имеют следующий недостаток: несогласованность частот вращения компрессоров, расположенных на разных валах, как правило, приводит к неустойчивой работе одного из них, чаще КНД.

Параметр расхода через второй компрессор К2 определяется из баланса расхода через турбину высокого давления и компрессор высокого давления [2] как

$$\bar{G}_{к2} = \frac{A_{к2} \pi_{к2}}{\sqrt{\vartheta_x}},$$

где $\vartheta_x = T_{г1}/T_x$; T_x — температура за воздухоохладителем, а коэффициент $A_{к2}$ выражается зависимостью $A_{к2} = F_1 \varphi_1 y_1 \sigma_{г} g_{к2} / (g_{г1} \sqrt{R})$, где наибольшее изменение могут иметь $y_1 = m_{кр} q(\lambda_{с1})$ и F_1 при конструкции турбины с поворотным СА₁. В ГТД с современными параметрами можно принимать значение $A_{к2} \approx \text{const}$ при достаточно большом изменении мощности.

Относительный параметр расхода воздуха через компрессор

$$\bar{\bar{G}}_{к2} = \frac{\bar{G}_{к2}}{\bar{G}_{к20}} = \frac{\bar{\pi}_{к2}}{\sqrt{\bar{\vartheta}_x}} \quad (1)$$

можно выразить через относительные величины

$$\bar{\pi}_{к2} = \frac{\pi_{к2}}{\pi_{к20}} \quad \text{и} \quad \bar{\vartheta} = \frac{\vartheta_x}{\vartheta_{x0}} = \frac{T_{г1}^*/T_x}{T_{г10}^*/T_{x0}},$$

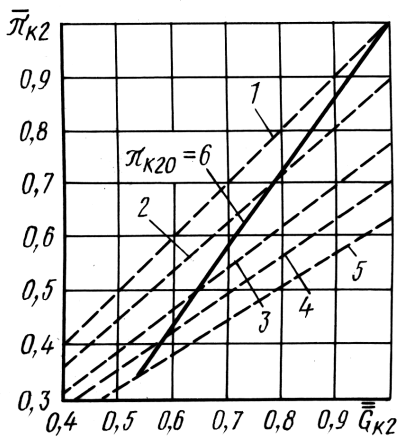


Рис. 3. Характеристика компрессора К2 $\pi_{k2} = 6,0$ при различных значениях $\vartheta = T_r/T_x$ двухвальнового блокированного ГТД (см. рис. 1) с нагрузкой на валу низкого давления $T_{r0}^* = 1500$ К, $\pi_{k1} = 8,0$:

1, 2, 3, 4, 5 – рабочие режимы при $\vartheta = T_r/T_x = 5$ ($T_{r0}^* = 1500$ К);
 $\vartheta = T_r/T_x = 4$ ($T_{r0}^* = 1200$ К);
 $\vartheta = T_r/T_x = 3$ ($T_{r0}^* = 900$ К);
 $\vartheta = T_r/T_x = 2,5$ ($T_{r0}^* = 750$ К);
 $\vartheta = T_r/T_x = 2$ ($T_{r0}^* = 600$ К) соответственно

ми линиями (рис. 3 и 4).

Зависимость между степенью повышения давления π_{k2} и отношением температур ϑ_x из уравнения баланса мощности турбины Т1 и компрессора К2 записывается в виде

$$\vartheta_x = \frac{T_{r1}^*}{T_x} = \frac{\left(\pi_{k2}^{(k'-1)/k'} - 1\right)}{A_{T1}}, \quad (2)$$

где коэффициент $A_{T1} = (c_{рпс}/c_{рв}) \left(1 - \pi_{T1}^{(k-1)/k}\right) \eta_{T1} \eta_{k2} \eta_m g_{T1} / g_{k2}$.

В выражении для A_{T1} наибольшее изменение характерно для КПД компрессора η_{k2} , а остальные параметры изменяются незначительно.

Приближенно A_{T1} можно определить как $A_{T1} \approx A_{T10} = \frac{\left(\pi_{k20}^{(k'-1)/k'} - 1\right)}{\vartheta_{x0}}$, причем повышение степени повышения давления π_{k20} увеличивает значение A_{T10} .

По уравнениям (1) и (2) на характеристике компрессора К2 в относительных координатах $\bar{\pi}_{k2}$ и \bar{G}_{k2} устанавливается положение линий рабочих режимов для различных вариантов параметров ГТУ.

Анализ результатов исследований рабочих режимов с использованием зависимостей (1) и (2), приведенных на рис. 3 и 4 в виде линий

где индекс 0 указывает на параметры ГТУ на номинальном режиме. Если в схеме ГТД используется промежуточное охлаждение с регулируемым расходом хладагента, то целесообразно выдерживать равенство $T_x = T_{x0} = \text{const}$. Тогда

$$\bar{G}_{k2} = \frac{\bar{G}_{k2}}{G_{k20}} = \frac{\bar{\pi}_{k2}}{\sqrt{\vartheta_r}} = \bar{\pi}_{k2} \sqrt{\frac{T_{r10}^*}{T_{r1}^*}}.$$

В ГТУ без промежуточного охлаждения на режимах частичной мощности существенно переменны температура T_{k1}^* входа во второй компрессор и параметр $\vartheta_k = \frac{T_{r1}^*}{T_{k1}^*}$ в выражении

$$\bar{G}_{k2} = \frac{\bar{G}_{k2}}{G_{k20}} = \frac{\bar{\pi}_{k2}}{\sqrt{\vartheta_k}}.$$

Зависимость $\bar{G}_{k2} = f(\bar{\pi}_{k2})$ при различных значениях ϑ_x или ϑ_k в относительных координатах, соответствующих характеристике компрессора К2, изображается в виде лучей штриховы-

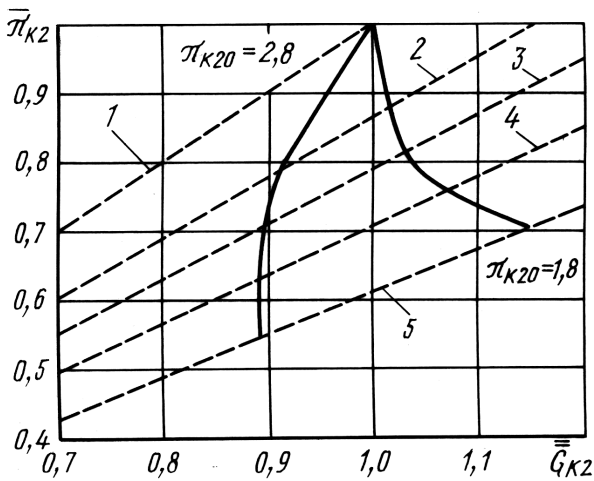


Рис. 4. Характеристика компрессора К2 $\pi_{к2} = 2,8$ и $\pi_{к2} = 1,8$ при различных значениях $\vartheta = T_r/T_x$ двухвального блокированного ГТД (2БНОР) с нагрузкой на валу низкого давления $T_{r0}^* = 1500$ К, $\pi_{к1} = 4,0$:

1, 2, 3, 4, 5 – при $\vartheta = T_r/T_x = 4,0$ ($T_{r0}^* = 1200$ К); $\vartheta = T_r/T_x = 3,0$ ($T_{r0}^* = 900$ К); $\vartheta = T_r/T_x = 2,5$ ($T_{r0}^* = 750$ К); $\vartheta = T_r/T_x = 2,0$ ($T_{r0}^* = 600$ К); $\vartheta = T_r/T_x = 1,5$ ($T_{r0}^* = 450$ К) соответственно

рабочих режимов для $\pi_{к20} = 1,8; 2,8$ и $6,0$, показывает, что при выбранном снижении температуры T_r , соответствующем уменьшению величины ϑ_x с $5,0$ до $2,0$ для $\pi_{к20} = 6,0$ и с $4,0$ до $1,5$ для $\pi_{к20} = 2,8$ и $1,8$, при значениях степени повышения давления номинального режима $\pi_{к20} > 2$ во втором компрессоре параметр расхода воздуха $\bar{G}_{к2}$ уменьшается, а при малых значениях $\pi_{к20} < 2$ – возрастает. При определенном значении $\pi_{к20}$ (в исследовании $\pi_{к20} = 2,05$) уменьшение температуры газа T_{r1}^* и соответственно мощности ГТД не влияет на расход воздуха в компрессоре К2, $\bar{G}_{к2} \approx \text{const}$.

Для нахождения точек рабочих режимов на характеристике компрессора К1 воспользуемся параметром расхода в компрессоре К1:

$$\begin{aligned} \bar{G}_{к1} &= \frac{G_{к1} \sqrt{T_a}}{p_a} = \frac{A_{к1} \pi_{к1} \pi_{к2}}{\sqrt{\frac{T_{r1}^*}{T_a}}} = \\ &= \frac{A_{к2} \pi_{к1} \pi_{к2} \frac{\sigma_x}{g_{к2}} \sqrt{\frac{T_a}{T_x}}}{\sqrt{\frac{T_{r1}^*}{T_x}}} = \bar{G}_{к2} \pi_{к1} \frac{\sigma_x}{g_{к2}} \sqrt{\frac{T_a}{T_x}}, \end{aligned}$$

где $(\sigma_x/g_{к2}) \sqrt{T_a/T_x}$ можно принять постоянным с уменьшением мощности ГТУ.

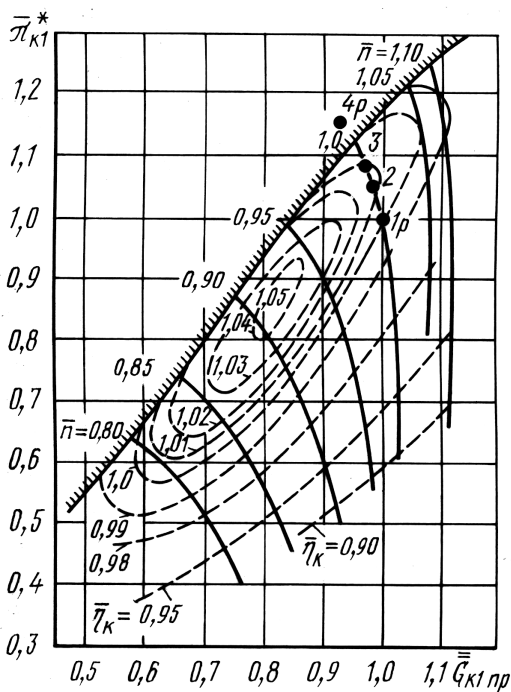


Рис. 5. Характеристика компрессора К1 двухвального блокированного ГТД по схеме 2БНО при $n = \text{const}$, с нагрузкой на валу низкого давления $\pi_{к1} = 8,0$, $\pi_{к2} = 6,0$:

т. 1р — точка расчетного режима $T_{Г0} = 1500$ К; т. 2 — точка режима частичной мощности при $T_{Г} = 1400$ К; т. 3 — точка режима частичной мощности при $T_{Г} = 1300$ К; т. 4 — точка режима частичной мощности при $T_{Г} = 1200$ К

перед Т1 $T_{Г1} = 1500$ К; степень понижения давления в Т2 $\pi_{Т2} = 21,2$; КПД Т2 $\eta_{Т2} = 0,9$; температура газа перед Т2 $T_{Г2} = 1287$ К;

Вариант 2. $\sigma = 0,8$; $\pi_{к\Sigma} = 11$; $\eta_e = 0,42$; $\pi_{к1} = 4,0$; $\eta_{к1} = 0,86$; $\pi_{к2} = 2,8$; $\eta_{к2} = 0,86$; $\pi_{Т1} = 1,48$; $\eta_{Т1} = 0,9$; $T_{Г1} = 1200$ К; $\pi_{Т2} = 6,7$; $\eta_{Т2} = 0,9$; $T_{Г2} = 1100$ К;

Вариант 3. $\sigma = 0,8$; $\pi_{к\Sigma} = 7,1$; $\eta_e = 0,41$; $\pi_{к1} = 4,0$; $\eta_{к1} = 0,86$; $\pi_{к2} = 1,8$; $\eta_{к2} = 0,86$; $\pi_{Т1} = 1,23$; $\eta_{Т1} = 0,9$; $T_{Г1} = 1200$ К; $\pi_{Т2} = 5,2$; $\eta_{Т2} = 0,9$; $T_{Г2} = 1148$ К.

В качестве примера на рис. 5 (вариант 1), 6, а (вариант 2) и 6, б (вариант 3) показаны характеристики компрессоров К1 с нанесенными на них рабочими линиями при $n = \text{const}$ и точками рабочих режимов для трех вариантов параметров ГТД.

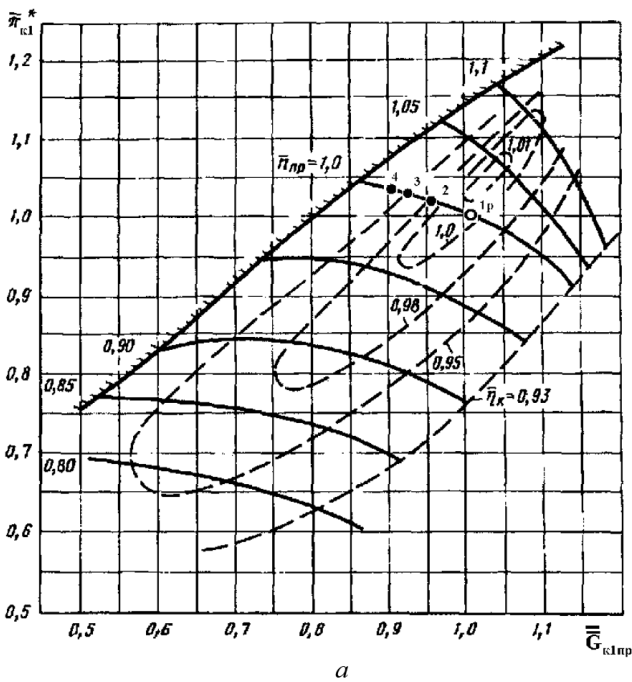
В результате исследования режимов частичной мощности трех вариантов ГТД получено, что в варианте 1 с достаточно большими значениями $\pi_{к1} = 8,0$ и $\pi_{к2} = 6,0$ рабочие точки интенсивно приближаются

Тогда относительный параметр расхода компрессора К1, выраженный через относительные величины $\bar{G}_{к2}$ и $\bar{\pi}_{к1}$, представляется в виде

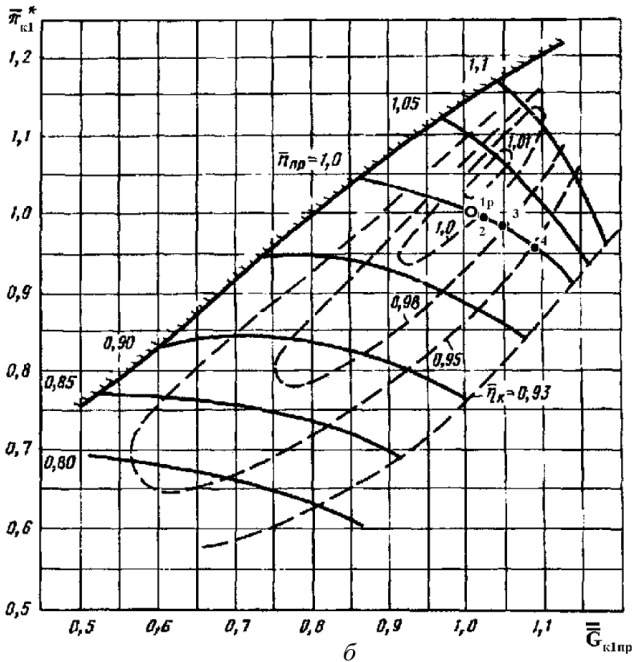
$$\bar{G}_{к1} = \frac{\bar{G}_{к1}}{\bar{G}_{к10}} = \bar{G}_{к2} \bar{\pi}_{к1}. \quad (3)$$

Результаты исследований по зависимости (3) приведены на рис. 5, 6, а и б с учетом результатов, приведенных на рис. 3 и 4. Исследования проведены для трех вариантов параметров ГТД (схема, см. рис. 1) и узлов:

Вариант 1. Степень регенерации $\sigma = 0$; суммарная степень повышения давления $\pi_{к\Sigma} = 47$; КПД ГТУ $\eta_e = 0,43$; степень повышения давления в К1 $\pi_{к1} = 8,0$; КПД К1 $\eta_{к1} = 0,86$; степень повышения давления в К2 $\pi_{к2} = 6,0$; КПД К2 $\eta_{к2} = 0,86$; степень понижения давления в Т1 $\pi_{Т1} = 2,1$; КПД Т1 $\eta_{Т1} = 0,9$; температура газа



а



б

Рис. 6. Характеристика компрессора К1 двухвального блокированного регенеративного ГТД при $T_{r0}^* = 1200$ К по схеме 2БНОР при $n_{np} = \text{const}$ с нагрузкой на валу низкого давления $\pi_{к1} = 4,0$, $\pi_{к2} = 2,8$ (а) и $\pi_{к2} = 1,8$ (б):

т. 1p – точка расчетного режима $T_r^* = 1200$ К; т. 2 – точка режима частичной мощности при $T_r^* = 1000$ К (а); 750 К – (б); т. 3 – точка режима частичной мощности при $T_r^* = 800$ К (а); 600 К (б); т. 4 – точка режима частичной мощности при $T_r^* = 600$ К (а); 450 К (б)

к зоне помпажа при снижении температуры газа перед ТВД с 1500 К до 1300 К (т. 2 и 3) и компрессор К1 попадает в область помпажа при уменьшении температуры газа в камере сгорания до $T_r = 1200$ К (т. 4, см. рис. 5).

В ГТД (вариант 2) с небольшими значениями $\pi_{к1} = 4,0$ и $\pi_{к2} = 2,8$ рабочие точки, хотя и приближаются к зоне помпажа при последовательном уменьшении температуры газа в камере сгорания с $T_{r0} = 1200$ К до $T_r = 1000, 800, 600$ К (соответственно т. 2, 3 и 4, см. рис. 6, а), но остаются в рабочей зоне характеристики компрессора К1. Такое достаточно слабое приближение к зоне помпажа нежелательно, поэтому целесообразно разработать способ и программу регулирования, которые позволят работать в области, близкой к расчетной точке.

В ГТД (вариант 3) с небольшими значениями $\pi_{к1} = 4,0$ и $\pi_{к2} = 1,8$ рабочие точки удаляются от зоны помпажа при последовательном уменьшении температуры газа в камере сгорания с $T_{r0} = 1200$ К до $T_r = 750, 600$ и 450 К (соответственно т. 2, 3 и 4, см. рис. 6, б).

При расположении нагрузки на валу компрессора К1 и законе регулирования $n = \text{const}$ все рабочие точки располагаются вблизи расчетного режима, если $\bar{G}_{к2} = \text{const}$, то параметр $\bar{G}_{к1} \sim \pi_{к1}$ и рабочая точка находится на исходном луче $[\pi_{к2}/\sqrt{\vartheta_x}]_0$. Для параметров ГТУ, соответствующих рис. 4, такое положение рабочих точек на характеристике компрессора К1 (см. рис. 6, а, б) соответствует $\pi_{к20} \approx 2,05$. В этом случае относительный параметр расхода К2 постоянен $\bar{G}_{к2} = \text{const}$ при изменении относительной температуры $\vartheta_x = T_{r1}/T_x$ во всем исследуемом диапазоне от $\vartheta_x = 5,0$ до $1,5$ (см. рис. 4).

При увеличении параметра $\bar{G}_{к2}$ лучи, соответствующие меньшей температуре T_r , располагаются ниже расчетной точки и рабочие точки с уменьшением мощности удаляются от зоны помпажа (см. рис. 6, б). С уменьшением параметра $\bar{G}_{к2}$ лучи с более низкой температурой располагаются выше и рабочие точки приближаются к зоне помпажа (см. рис. 5 и 6, а).

Следовательно, двухвальные ГТУ по схеме 2БН, 2БНО и 2БНОР (двухвальная блокированная ГТУ с промежуточным охлаждением и нагрузкой на роторе низкого давления и то же для регенеративной ГТУ соответственно), как правило, имеют неудовлетворительные характеристики, так как значения $\pi_{к20}$ достаточно большие.

Следовательно, при снижении мощности можно улучшить характеристики ГТД, выполненных по схеме 2БН, повышая параметры $\bar{G}_{к2}$ или $\pi_{к2}$, для чего необходимо усилить работу турбины Т1, увеличивая величину $\pi_{т1}$, в соответствии с зависимостью

$$\pi_{т1}^* = \sqrt{1 + \left(\frac{\bar{g}_{т1} A_{т20} \bar{F}_{т2}}{\bar{g}_{т2} A_{т10} \bar{F}_{т1}} \sigma_{г2} \right)^2 \frac{T_{г1}}{T_{г2}} \left(1 - \frac{1}{\pi_{т2}^*} \right)},$$

регулируя сечения сопловых аппаратов турбин F_{T1} и F_{T2} или изменяя отношения температур газа перед турбинами Т1 и Т2 $\vartheta_{\Gamma} = T_{\Gamma1}/T_{\Gamma2}$, что осуществляется установкой перед турбиной Т2 промежуточной камеры сгорания.

При $\vartheta_{\Gamma} = T_{\Gamma1}/T_{\Gamma2} = \text{const}$ величина $\pi_{\Gamma1} = \text{const}$. При фиксированной температуре перед первой турбиной $T_{\Gamma1} = \text{const}$ и понижении температуры $T_{\Gamma2}$ увеличивается отношение ϑ_{Γ} , величина $\pi_{\Gamma1}$ растет и увеличиваются параметры $\bar{G}_{\kappa2}$ и $\pi_{\kappa2}$. При этом рабочие точки на характеристике компрессора К1 удаляются от зоны помпажа, если с увеличением $\pi_{\Gamma1}$ усиливается и работа турбины Т1, что свойственно особенно турбинам высокого давления.

Таким образом, для улучшения помпажных характеристик в ГТУ, выполненных по схемам 2БН как без регенератора, так и с регенератором, необходимо ввести в конструкцию ГТД промежуточную камеру сгорания и выполнять программу регулирования с уменьшением температуры газа $T_{\Gamma2}$ при снижении мощности установки, чтобы отношение $\vartheta_{\Gamma} = T_{\Gamma1}/T_{\Gamma2}$ возрастало. Такой способ регулирования является тепловым регулированием сечения сопловых аппаратов ТНД. Эта программа регулирования более экономична, так как увеличивается суммарная степень повышения давления и повышается КПД газотурбинного двигателя при частичной мощности.

Особенности расчета переходного, переменного режимов и регулирования двухвальных блокированных ГТД с нагрузкой на роторе высокого давления. ГТД, выполненные по схеме 2БВ, имея преимущество в повышенной экономичности на режимах частичной мощности, обладают и недостатком — температура перед турбинами Т1 и Т2 на этих режимах увеличивается. При снижении мощности температура $T_{\Gamma1}$ вначале может возрастать, а затем снижаться. Такое изменение температуры нежелательно, так как затрудняет эксплуатацию на режимах частичной мощности.

Это отрицательное свойство установки можно устранить, если перед турбиной низкого давления ввести промежуточную камеру сгорания. Рассмотрим режим работы свободного турбокомпрессора блока низкого давления ГТД с компрессором К1 и турбиной Т2 (см. рис. 1, б) или турбиной Т3 (см. рис. 2, б) без промежуточной камеры сгорания.

Проведя простейшие преобразования в известном уравнении расхода газа через турбину:

$$\bar{G}_{\Gamma2} = G_{\Gamma2}/G_{\Gamma20} = \sqrt{(T_{\Gamma20}/T_{\Gamma2})} \sqrt{(p_{\Gamma2}^2 - p_{\Gamma2}^2) / (p_{\Gamma20}^2 - p_{\Gamma20}^2)} F_{\Gamma2}/F_{\Gamma2},$$

и заменив величину $\bar{G}_{\Gamma2}$ относительным параметром расхода воздуха $\bar{G}_{\kappa1}$ через компрессор К1, принимая $g_{\Gamma2} = G_{\Gamma2}/G_{\kappa1} \approx \text{const}$ на всех режимах, обозначив $T_{\Gamma2}/T_{\Gamma20} = T_{\Gamma2}$ и используя выражение $\bar{G}_{\kappa1} = \bar{G}_{\kappa2} \bar{\pi}_{\kappa1}$,

можно записать:

$$\bar{G}_{k2}^2 \bar{\pi}_{k1}^2 = \bar{T}_{r2}^{-1} (\pi_{r2}^2 - 1) / (\pi_{r20}^2 - 1)$$

и

$$\pi_{r2} = \sqrt{\bar{G}_{k2}^2 \bar{T}_{r2} \bar{\pi}_{k1}^2 (\pi_{r20}^2 - 1) + 1}.$$

Вид характеристики компрессора К2 и программы регулирования существенно влияют на изменение относительного параметра расхода \bar{G}_{k2} . При использовании программы $n_{к1} = n_{к2} = \text{const}$ параметр расхода \bar{G}_{k2} несколько уменьшается с повышением температуры T_{r1} , и в первом приближении это изменение можно не учитывать. Тогда $\bar{G}_{k2} \approx 1$, а степень понижения давления во второй турбине примет вид

$$\pi_{r2} \approx \sqrt{\bar{T}_{r2} \bar{\pi}_{k1}^2 (\pi_{r20}^2 - 1) + 1}.$$

Из уравнения баланса мощности компрессора К1 и турбины Т2, учитывая, что $G_{r2}/G_{k1} = g_{r2}$, можем записать

$$c_{рв} T_a \left(\pi_{k1}^{(k'-1)/k'} - 1 \right) = c_{рпс} T_{r20} \bar{T}_{r2} \left(1 - \pi_{r2}^{(1-k)/k} \right) \eta_{r2} \eta_{k1} \eta_{m2} g_{r2},$$

где η_{k1} , η_{r2} и η_{m2} — КПД компрессора К1 турбины Т2 и механический на валу турбокомпрессорного блока.

Тогда относительная температура $\bar{T}_{r2} = T_{r2}/T_{r20}$ перед турбиной Т2 с учетом зависимостей для π_{r2} и $(c_{рпс}/c_{рв})(T_{r20}/T_a)\eta_{k1}\eta_{r2}\eta_{m2}g_{r2} = A_{r2}$. Если есть зависимости, позволяющие определить изменение КПД компрессоров и турбин, то следует уточнить значения КПД компрессора η_{k1} и КПД турбины η_{r2} . Тогда коэффициент $A'_{r2} = (c_{рпс}/c_{рв})(T_{r20}/T_a) \times \eta_{m2}g_{r2}$ и относительное изменение температуры T_{r2} перед турбиной Т2 определяется в виде

$$\bar{T}_{r2} = \frac{\pi_{k1}^{(k'-1)/k} - 1}{A'_{r2} \eta_{k1} \eta_{r2} \left\langle 1 - [\bar{T}_{r2} \bar{\pi}_{k1}^2 (\pi_{r20}^2 - 1) + 1]^{(1-k)/2k} \right\rangle}. \quad (4)$$

Анализ зависимости (4) показал, что на температуру T_{r2} существенно влияет изменение π_{k1} , а также величины π_{r20} и A_{r2} . При небольших значениях π_{r20} с уменьшением π_{k1} температура \bar{T}_{r2} возрастает и при некотором значении π_{k1} достигает максимального значения. При дальнейшем уменьшении π_{k1} температура \bar{T}_{r2} понижается. При небольших значениях π_{k10} температура \bar{T}_{r2} монотонно убывает с уменьшением $\bar{\pi}_{k1}$, а при больших значениях π_{k10} температура увеличивается. Положение и величина максимума зависят от значений π_{k10} и A_{r2} . Наибольшее увеличение T_{r2} получается при определенном значении π_{k10} , которое тем больше, чем выше температура T_{r20} или коэффициент A_{r2} .

Температура газа T_{r2} увеличивается с возрастанием коэффициента A_{r2} и с уменьшением π_{r2} по сравнению с π_{k1} . Коэффициент A_{r2}

увеличивается с повышением температуры T_{r20} , КПД η_{k1} , η_{r2} и η_{m2} и относительного расхода газа g_{r2} .

В ГТУ без промежуточного охлаждения циклового воздуха для определения температуры T_{r2} необходимо уточнить соотношение между параметрами расходов по уравнению (3), оставив в составе переменных членов параметр $1/\bar{T}_{k1}$:

$$\bar{G}_{k1} = \bar{G}_{k2} \bar{\pi}_{k1} / \bar{T}_{k1},$$

где $\bar{T}_{k1} = T_{k1} / T_{k10}$ — относительная температура за компрессором К1, определяемая по найденным значениям π_{k1} и η_{k1} , и известным π_{k10} и η_{k10} .

Следовательно, уточненная зависимость относительной температуры выражается в виде

$$\bar{T}_{r2} = \frac{\pi_{k1}^{(k'-1)/k} - 1}{A_{r2} \eta_{k1} \eta_{r2} \left\langle 1 - [\bar{T}_{r2} (\bar{\pi}_{k1}^2 / \bar{T}_{k1}) (\pi_{r20}^2 - 1) + 1]^{(1-k)/2k} \right\rangle}. \quad (5)$$

На рис. 7 приведены результаты исследований влияния компоновочных схемных решений и параметров ГТД на уровень повышения температуры газа перед турбиной низкого давления при отсутствии камеры промежуточного подогрева газа. Изменение относительной температуры газа перед Т2 характеризует параметр $\bar{T}_{r2} = T_{r2} / T_{r20}$, где T_{r2} — температура газа на режиме частичной мощности; T_{r20} — температура газа на номинальном режиме. Для характеристики из-

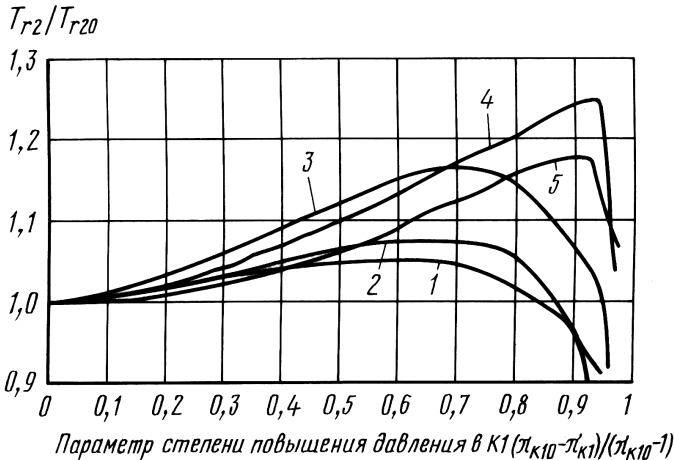


Рис. 7. Изменение относительной температуры газа перед ТНД $T_{r2} = T_{r2} / T_{r20}$ на режимах частичной мощности в зависимости от параметра относительной степени повышения давления в К1 $\Delta\pi_{k1} = (\pi_{k10} - \pi_{k1}) / (\pi_{k10} - 1)$ и коэффициента $A_{r2} = (c_{pnc} / c_{pn})(T_{r20} / T_a) \eta_{m2} g_{r2}$ двухвального блокированного регенеративного ГТД с нагрузкой на роторе высокого давления с промежуточным охлаждением воздуха между компрессорами:

1, 2, 3, 4 и 5 — варианты 1, 2, 3, 4 и 5 соответственно

менения степени повышения давления в К1 используется параметр $\bar{\Delta}\pi_{к1} = (\pi_{к10} - \pi_{к1})/(\pi_{к10} - 1)$.

В качестве основного варианта исследована двухвальная блокированная регенеративная ГТУ с нагрузкой на роторе высокого давления с промежуточным охлаждением воздуха между компрессорами (см. рис. 1, б).

Исследования проведены для пяти вариантов параметров ГТД (схема 2БВРО – двухвальная блокированная регенеративная ГТУ с промежуточным охлаждением и нагрузкой на роторе высокого давления) с учетом изменения КПД узлов на режимах частичной мощности.

Вариант 1. Степень регенерации $\sigma = 0,8$; суммарная степень повышения давления $\pi_{к\Sigma} = 6,1$; КПД ГТУ $\eta_e = 0,42$; степень повышения давления в К1 $\pi_{к1} = 3,5$; КПД К1 $\eta_{к1} = 0,86$; степень повышения давления в К2 $\pi_{к2} = 1,8$; КПД К2 $\eta_{к2} = 0,86$; степень понижения давления в Т1 $\pi_{т1} = 3,0$; КПД Т1 $\eta_{т1} = 0,9$; температура газа перед Т1 $T_{г1} = 1223$ К; степень понижения давления в Т2 $\pi_{т2} = 1,9$; КПД Т2 $\eta_{т2} = 0,9$; температура газа перед Т2 $T_{г2} = 960$ К;

Вариант 2. $\sigma = 0,8$; $\pi_{к\Sigma0} = 11,0$; КПД ГТУ $\eta_{e0} = 0,43$; $\pi_{к10} = 4,5$; $\eta_{к10} = 0,86$; $\pi_{к20} = 2,5$; $\eta_{к20} = 0,86$; $\pi_{т10} = 4,3$; $\eta_{т10} = 0,9$; $T_{г10} = 1223$ К; $\pi_{т20} = 2,4$; $\eta_{т20} = 0,9$; $T_{г20} = 890$ К;

Вариант 3. $\sigma = 0,8$; $\pi_{к\Sigma0} = 11,03$; $\eta_{e0} = 0,49$; $\pi_{к10} = 4,5$; $\eta_{к10} = 0,86$; $\pi_{к20} = 2,5$; $\eta_{к20} = 0,86$; $\pi_{т10} = 5,1$; $\eta_{т10} = 0,9$; $T_{г10} = 1523$ К; $\pi_{т20} = 2,0$; $\eta_{т20} = 0,9$; $T_{г20} = 1090$ К;

Вариант 4. $\sigma = 0,0$; $\pi_{к\Sigma0} = 29,2$; $\eta_{e0} = 0,39$; $\pi_{к10} = 8,5$; $\eta_{к10} = 0,86$; $\pi_{к20} = 3,5$; $\eta_{к20} = 0,86$; $\pi_{т10} = 8,7$; $\eta_{т10} = 0,9$; $T_{г10} = 1573$ К; $\pi_{т20} = 3,273$; $\eta_{т20} = 0,9$; $T_{г20} = 1030$ К;

Вариант 5. $\sigma = 0,0$; $\pi_{к\Sigma0} = 49,6$; КПД ГТУ $\eta_{e0} = 0,43$; $\pi_{к10} = 9,2$; $\eta_{к10} = 0,86$; $\pi_{к20} = 5,5$; $\eta_{к20} = 0,86$; $\pi_{т10} = 12,3$; $\eta_{т10} = 0,9$; $T_{г10} = 1573$ К; $\pi_{т20} = 3,9$; $\eta_{т20} = 0,9$; $T_{г20} = 956$ К.

В результате исследований ГТД по варианту 1 получено, что температура $\bar{T}_{г2}$ перед ТНД монотонно увеличивается до 5% на 50 К при уменьшении параметра степени понижения давления в К1 $\bar{\Delta}\pi_{к1} = (\pi_{к10} - \pi_{к1})/(\pi_{к10} - 1) = 0,5 \dots 0,65$ (или $\bar{\pi}_{к1} \approx 0,64 \dots 0,60$), при дальнейшем уменьшении $\bar{\pi}_{к1}$ температура $\bar{T}_{г2}$ понижается до значений $T_{г20}$ и ниже только при значении $\bar{\Delta}\pi_{к1} = 0,84$ ($\bar{\pi}_{к1}$ меньше 0,45).

В ГТД по варианту 2 температура $\bar{T}_{г2}$ перед ТНД повышается на 7,5% на 70 К при уменьшении параметра степени понижения давления в К1 до значений $\bar{\Delta}\pi_{к1} = 0,5 \dots 0,75$ ($\bar{\pi}_{к1} \approx 0,6 \dots 0,45$), а уменьшение температуры $\bar{T}_{г2}$ происходит только при значении $\bar{\Delta}\pi_{к1} = 0,87$ ($\bar{\pi}_{к1}$ меньше 0,35).

В ГТД по варианту 3 температура $\bar{T}_{г2}$ перед ТНД повышается на 17% на 190 К при уменьшении параметра степени понижения давления в К1 до значений $\bar{\Delta}\pi_{к1} = 0,7$ ($\bar{\pi}_{к1} \approx 0,45$), а уменьшается до $T_{г20}$ и ниже при значении $\bar{\Delta}\pi_{к1} = 0,95$ ($\bar{\pi}_{к1}$ меньше 0,27).

В ГТД по варианту 4 температура \bar{T}_{r2} перед ТНД повышается на 25 % на 260 К при уменьшении параметра степени понижения давления в К1 до значений $\bar{\Delta}\pi_{k1} = 0,93$ ($\bar{\pi}_{k1} \approx 0,23$), при дальнейшем уменьшении $\bar{\pi}_{k1}$ температура T_{r2} понижается, но не достигает значения T_{r20} даже при $\bar{\Delta}\pi_{k1} = 0,97$ ($\bar{\pi}_{k1} \approx 0,15$).

В ГТД с параметрами, соответствующими варианту 5, температура \bar{T}_{r2} перед ТНД повышается на 18 % на 190 К при уменьшении параметра степени повышения давления в К1 до значений $\bar{\Delta}\pi_{k1} = 0,9$ ($\bar{\pi}_{k1} \approx 0,2$), при дальнейшем уменьшении $\bar{\pi}_{k1}$ температура T_{r2} понижается, но не достигает значения T_{r20} даже при $\Delta\pi_{k1} = 0,97$ ($\bar{\pi}_{k1} \approx 0,15$).

Исследования показали, что в рассматриваемых схемах ГТД (см. рис. 1, б) с нагрузкой на валу высокого давления без промежуточного подогрева газа значение температуры T_{r1} перед турбиной Т1 на режимах частичной мощности изменяется пропорционально температуре $T_{r2} = T_{r1}$, так как величина π_{t1}^* изменяется незначительно или постоянна. В зависимости от значений параметров узлов на некоторых значениях режимов температура $T_{r2} = T_{r1}$ становится выше температуры номинального режима $T_{r20} = T_{r10}$.

В случае необходимости устранения на режимах частичной мощности повышения температуры T_{r1} перед турбиной Т2 необходимо ввести в схему ГТД камеру промежуточного подогрева газа (см. рис. 2, а и б). Тогда, при уменьшении мощности температура T_{r1} изменяется независимо от температуры T_{r2} по принятой программе регулирования, а в промежуточной камере Г2 температура T_{r2} регулируется, исходя из условия устранения нежелательного “заброса” температуры T_{r2} или для относительно небольшого изменения температуры T_{r2} при входе в регенератор по горячей стороне.

Таким образом, для получения при частичной мощности удовлетворительного температурного режима турбин в заблокированных ГТД с нагрузкой на валу высокого давления, особенно в ГТД, в которых на номинальном режиме $T_{r20} = T_{r10} > 900$ К, целесообразно включать в схему перед турбинами камеру промежуточного подогрева газа Г2 (см. рис. 2, а, б), предпочтительнее схема, приведенная на рис. 2, б.

Для привода нагрузки первого типа с законом регулирования $n_H = \text{const}$ при одинаковых значениях параметров сравниваемых схем транспортных и энергетических ГТД наибольшую экономичность в большом диапазоне режимов работы имеют ГТД схемы 2БВОПР (двухвальная заблокированная регенеративная ГТУ с промежуточным охлаждением и подогревом и нагрузкой на роторе низкого давления) с размещением нагрузки на роторе высокого давления.

Выводы. Обоснован выбор термодинамических циклов, компоновочных схем и параметров узлов; исследованы особенности расчета

переменных и переходных режимов с учетом повышения устойчивости работы компрессоров и ликвидации заброса температур газа в турбинах для эффективной работы ГТД в диапазоне изменения мощности от 10 до 100 %, характерном для транспортных ГТД или автономных источников электроснабжения, выполненных без механизации проточных частей компрессоров и турбин.

Исследования переменного режима и регулирования двухвальных блокированных ГТД с нагрузкой на роторе низкого или высокого давления показали, что для улучшения характеристик переходных режимов, устойчивой работы компрессоров и устранения нежелательного заброса температур газа целесообразно в схему перед турбинами вводить камеру промежуточного подогрева газа.

Для привода нагрузки первого типа с законом регулирования $n_n = \text{const}$ при одинаковых значениях параметров сравниваемых схем транспортных и энергетических ГТД наибольшую экономичность в большом диапазоне режимов работы имеют ГТД с размещением нагрузки на роторе высокого давления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Т е о р и я и проектирование газотурбинных и комбинированных установок / Ю.С. Елисеев, Э.А. Манушин, В.Е. Михальцев, М.И. Осипов, И.Г. Суровцев. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 640 с.
2. М и х а л ь ц е в В. Е., П а н к о в О. М., Ю н о ш е в В. Д. Регулирование и вспомогательные системы газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1982. – 95 с.
3. К о т л я р И. В. Частичные и переходные режимы работы судовых газотурбинных установок. – Л.: “Судостроение”, 1966. – 290 с.
4. К о т л я р И. В. Переменный режим работы газотурбинных установок. – М.-К.: Машгиз, 1961. – 230 с.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ. Грант № 05-08-50037а.

Статья поступила в редакцию 25.04.2006

Валерий Дмитриевич Моляков родился в 1937 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1961 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки” (Э-3) МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 109 научных работ в области теории и проектирования газотурбинных и комбинированных энергоустановок.

V.D. Molyakov (b.1937) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1961. PhD(Eng), assoc. professor of “Gas Turbine and Non-traditional Power Plants” Department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 109 publications in the field of theory and design of gas turbine and combined power plants.